E 3279

R

CONSTRUCTIA
DE MASINI

[illegible]

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXV • nr. 1 • IANUARIE 1973

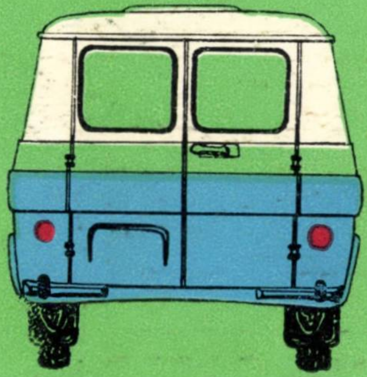
uzina autobuzul

Str. Ostrov Nr. 3 București ● Telex: 01183718

LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

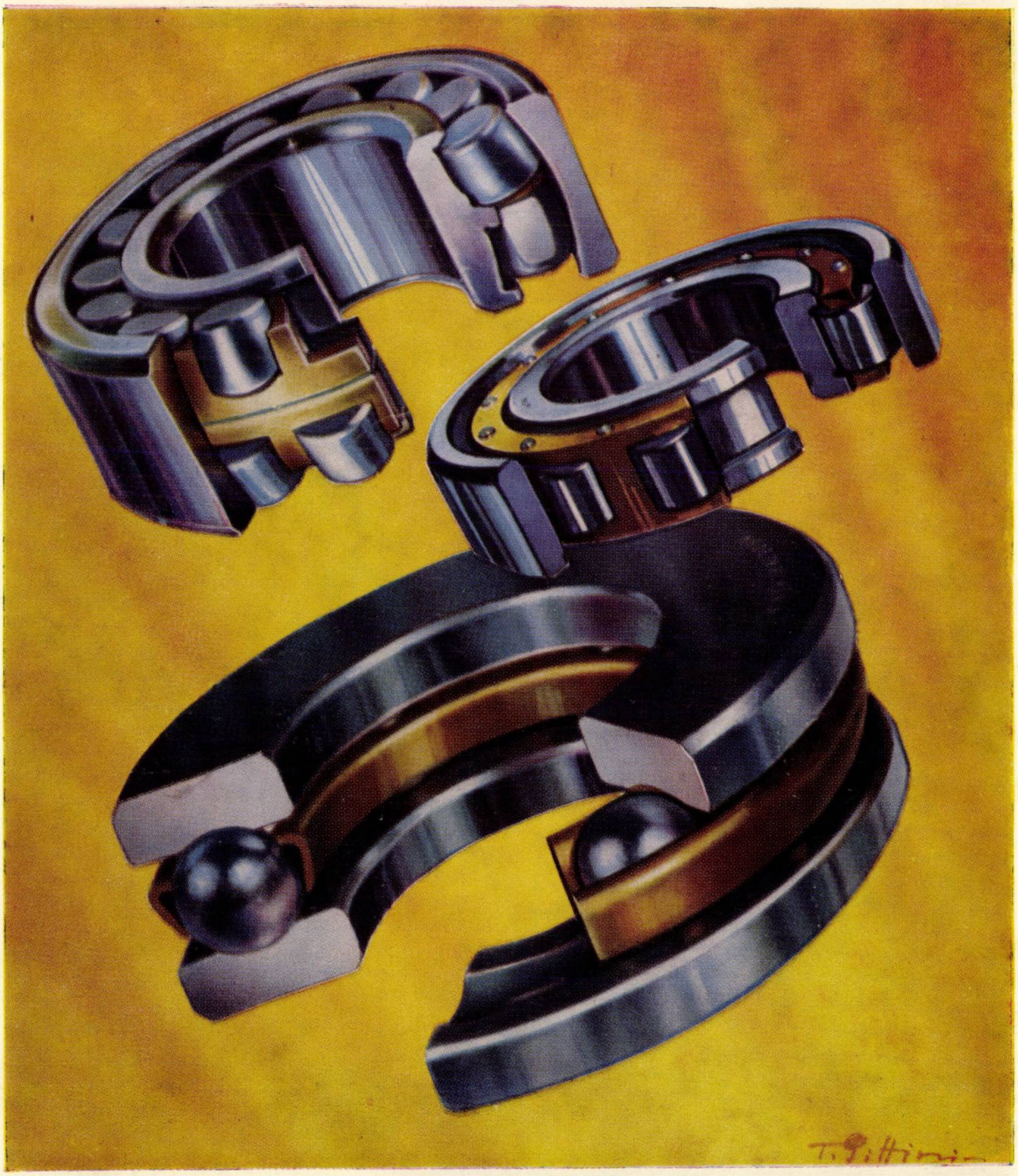
MIJLOACE DE TRANSPORT PENTRU CĂLĂTORI ȘI MĂRFURI ÎN MIC TONAJ

- Autobuze TV-20U și TV-20R de medie capacitate destinate transportului urban și interurban;
- Autobuze TV — 71R de mică capacitate, destinate transportului interurban:
- Troleibuze TV — 20E de medie capacitate
- Microbuze TV 41—51
- Autosanitare TV 41—51
- Autofurgonete TV 41—51
- Autocamionete TV 41—51



Pentru orice motor ● Pentru orice mașină ● Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD



vă stă la dispoziție
cu o gama variată
de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MASINI

UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

CENTRALA
INDUSTRIALA
DE UTILAJ
PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 • TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor

* INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
* TROLII DE FORAJ
* MACARALE CIRLIG
* CAPETE HIDRAULICE
* MESE ROTATIVE
* DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
* POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
* MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
* PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
* SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
* AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
* INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
* INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
* RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
* PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
* PRAJINI LUSTRUITE
* POMPE DE ADINCIME
* CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
* PACKERE
* SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
* ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
* ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
* PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

UPETROM
PLOIEȘTI
UZINA "1 MAI"

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

Upet

UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UZINA MECANICA
CÎMPINA

UZINA
«METALURGICA»
BACĂU

UMB

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

Neptun

proiectate de

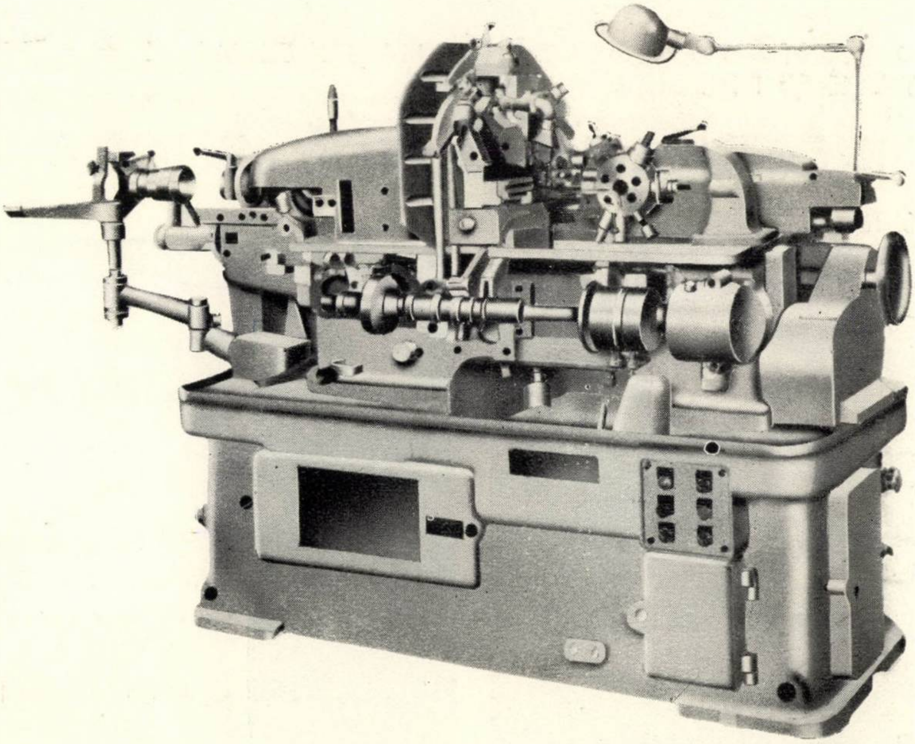
IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER – IPCUP
BUCUREȘTI

3279

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANŢĂ CU CAP REVOLVER

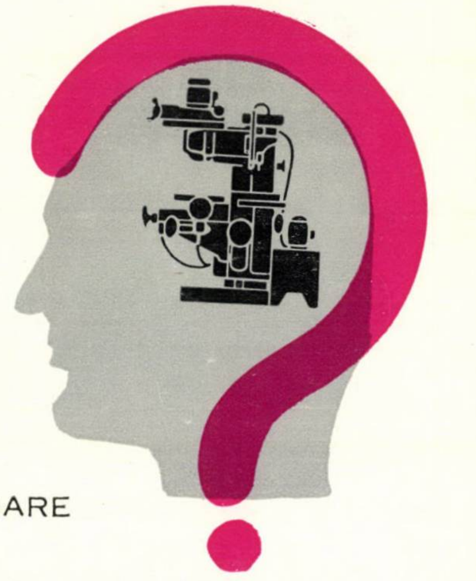
SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilităţi multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate şi precizie ridicată.
Pentru soluţionarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiştii noştrii vă stau la dispoziţie.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIŞTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558



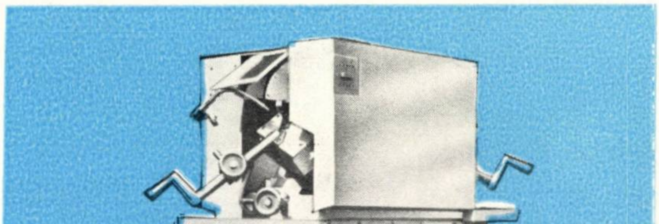
DORIȚI

CA UNITATEA DV SĂ FIE DOTATĂ CU MAȘINI DE MARE PRODUCTIVITATE ȘI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ-SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

vă poate oferi:



MAȘINA DE ASCUȚIT BURGHIE TIP MAB-65

Mașina este destinată ascuțirii burghielor elicoidale în gama de la Ø 5 la Ø 65 mm, după suprafețe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" și „ELBI."

Burghiele ascuțite pe această mașină au o durată de utilizare de 4—12 ori mai mare decît burghiele ascuțite prin procedeele clasice.

MAȘINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6-M

Mașina este destinată operațiilor de găurire pînă la Ø 6 mm.

Se mai pot executa operații de adîncire, lamare, lărgire.

Mașina are 10 trepte de turație cuprinse în intervalul 1320—11800 rot/min.

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI PRODUCE:

● ferăstrae alternative FA — 300 ● mașini de găurit G — 13 ● mașini de tăiat oțel beton — FTOB ● mașini de roluit tablă MRT — 1,5 ● mașini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD — 500 și PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanți, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ȘI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAȘINI UNELTE

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1383

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, IANUARIE, Nr. 1, 1973

CUPRINS

Ciobanu, I. A. și Rotaru, T. C.:	**Măsuri pentru prelucrarea automată a unor date, la Uzina de pompe – București.**	1
Darabont, A. V. și Văiteanu, D.	**Utilizarea teoriei distribuțiilor în dinamica transmisiilor prin lanțuri articulate cu zale.**	5
Gheorge, C.:	**Contribuții cu privire la importanța pe care o prezintă structura inițială a oțelurilor supuse călirii superficiale prin C.I.F.**	9
Iliescu, C. și Boangiu, Gh.:	**Cercetări privind raza de rotunjire a muchiei plăcii active a matrițelor de ambutisare cu inel plan de stringere a semifabricatului.**	13
Minciu, C.:	**Contribuții la calculul dinamic al arborelui principal de la mașinile de frezat roți dințate cu freza-melc.**	17
Opriș, O.:	**Instalații pentru stabilirea sensibilității metodelor de determinare a pierderilor prin neetanșeitate.**	20
Palade, D. și Ghiorghiu, M.:	**Elemente termosensibile cu fluid.**	23
Popeia, C.: și Ene, F. D.	**Forjarea în matriță pe ciocane de mare viteză.**	27
Popescu, O.:	**Considerații asupra utilizării instalațiilor cu laser interferometric la controlul lungimilor.**	33
Rădulescu, Gh., Stere, N., Frățilă, R. și Miloiu, Gh.:	**Considerații asupra determinării rezistenței la pitting a flancurilor dinților angrenajelor cilindrice prin testul FZG.**	38
Soare, M., Marincaș, D. și Murad, E.:	**Funcționarea transformatoarelor mecanice de cuplu în trepte, în regim tranzitoriu.**	43
RECENZII		48
CRONICĂ		51
REVISTA REVISTELOR		63

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor șef rubrică: Elena Ștefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

S U M A R

CZ 621.65 :681.3

Ciobanu, I. Alex. şi *Rotaru, T.C.* : **Măsuri pentru prelucrarea automată a unor date, la Uzina de pompe — Bucureşti.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 1–5

CZ 621.855 :519.2

Darabont, A. V. şi *Văiteanu, D.* : **Utilizarea teoriei distribuţiilor în dinamica transmisiilor prin lanţuri articulate cu zale**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 5–9

CZ 669.14 :621.785.545

Gheorghe C : **Contribuţii cu privire la importanţa pe care o prezintă structura iniţială a oţelurilor supuse călirii superficiale prin C.I.F.**

Construcţia de maşini 25(1973), nr. 1, p. 9–13

CZ 621.983.3.07

Iliescu, C. şi *Boangiu, Gh.* : **Cercetări privind raza de rotunjire a muchiei plăcii active a matriţelor de ambutisare cu inel plan de strîngere a semifabricatului**

Construcţia de Maşini 25(1973) nr. 1, p. 13–16

CZ 621.914.6–233.1 :621.833

Minciu, C. : **Contribuţii la calculul dinamic al arborelui principal de la maşinile de frezat roţi dinţate cu freza-melc.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 17–19

CZ

Opriş, O. ; **Instalaţii pentru stabilirea sensibilităţii metodelor de determinare a pierderilor prin neetanşeitate.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 20–22

CZ 536.51

Palade, D. şi *Ghiorghiu, M.* : **Elemente termosensibile cu fluid.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 23–27

CZ 621.73.045

Popeia, C. şi *Ene, F. D.* : **Forjarea în matriţă pe ciocane de mare viteză**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 27–33

CZ 621.375.9;535–2;531.71

Popescu, O.: **Consideraţii asupra utilizării instalaţiilor cu laser interferometric la controlul lungimilor.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 33–38

CZ 621.833.1 : 620.191.35

Rădulescu, Gh., *Stere, N.* *Frăţilă, R.* şi *Miloiu, Gh.* : **Consideraţii asupra determinării rezistenţei la pitting a flancurilor dinţilor angrenajelor cilindrice prin testul FZG.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 38–42

CZ 629.114.2–535

Soare, M., *Marincaş, D.* şi *Murad, E.* : **Funcţionarea transformatoarelor mecanice de cuplu în trepte, în regim tranzitoriu.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 43–48

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1950.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.65 :681.3

Чиобану, И. Алекс и *Ротару, Т. К.:* **Меры для автоматической обработки некоторых данных на Насосном заводе — Бухарест.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 1–5

ДК 621.855 :519.2

Дарабонт, А.В. и Вайтеану, Д.: **Применение теории распределения в динамике цепной передачи с шарнирными звеньями.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 5–9

ДК 669.14 :621.785.545

Георге, К.: **Значение начальной структуры стали, подвергаемой поверхностной закалке током высокой частоты.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 9–13

ДК 621.983.3.07

Илиеску, К. и *Боанджиу, Г.:* **Исследование радиуса закругления кромки активной плиты вытяжного штампа с плоским кольцом для зажима полуфабриката.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 13–16

ДК 621.914.6–233.1 :621.833

Минчю, К.: **К вопросу динамического расчета шпинделя зубофрезерного станка с червячной фрезой.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 17–19

ДК 621–762 :681.2

Оприш, О.: **Устройства для установления чувствительности метода определения потерь вследствие негерметичности.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 20–22

ДК 536.51

Паладе, Д. и *Гиоргиу Мадлен:* **Термочувствительные жидкостные элементы.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 23–27

ДК 621.73.045

Попея, К. и *Ене, Ф. Д.:* **Ковка в штампе скоростными молотами.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 27–33

ДК 621.375.9: 535-2: 531.71

Попеску, О.: **К вопросу об использовании установок с интерферрометрическим ласером в контроле длин.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 33–38

ДК 621.833.1 :620.191.35

Рэдулеску, Г., Стере, Н., Фрэцилэ, Р. и *Милою, Г.:* **Определение сопротивления точечному износу боковой поверхности зубьев цилиндрических зубчатых передач при помощи теста FZG.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 38–42

ДК 692.114.2–585

Соаре, М., Маринкаш, Д. и *Мурад, Е.:* **Работа механических трансформаторов со ступенчатым моментом, в неустановившемся режиме.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 1, стр. 43–48

INHALT

DK 621.65 :681.3

Ciobanu, I. Alex. und *Rotaru, T.C.* : **Massnahmen zur automatischen Verarbeitung einiger Daten im Pumpenwerk — Bukarest**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 1–5

DK 621.855 :519.2

Darabont, A. V. und *Văiteanu, D.* : **Anwendung der Verteilungstheorie in der Dynamik des Gelenkgliederkettentriebs**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 5–9

DK 669.14 :621.785.545

Gheorghe, C. **Beiträge in bezug auf die Bedeutung der ursprünglichen Struktur der durch Hochfrequenz oberflächengehärteten Stähle.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 9–13

DK 621.983.3.07

Iliescu, C. und *Boangiu, Gh.* : **Untersuchungen in bezug auf den Abrundsradius der aktiven Platten die Ziehmatrizen mit flachem Klemmring für das Halbfabrikat.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 13–16

DK 621.914.6–233.1 :621.833

Minciu, C.: **Beiträge zur dynamischen Berechnung der Hauptwelle bei Zahnradfräsen mit Schneckenfräse.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 1, p. 17–19

DK 621–762 :681.2

Opriş, O. : **Anlagen für die Bestimmung der Genauigkeit der Methoden zur Bestimmung der Verluste durch Undichtheit**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 20–22

DK 536.51

Palade, D. und *Ghiorghiu Madeleine* : **Wärmeempfindliche Elemente mit Fluid.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) H. 1, S. 23–27

DK 621.73.045

Popeia, C. und *Ene, I. D.* : **Matrizenschmieden mit Schnellhammern**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 27–33

DK 621.375.9 :535-2: 531.71

Popescu, O.: **Betrachtungen über die Anwendung der Anlagen mit interferrometrischem Laser bei der Längenmasskontrolle.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 33–38

DK 621.833.1 :620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. und *Milcoiu, Gh.* : **Erwägungen in bezug auf die Bestimmung der Korrosionsfestigkeit der Zahnflanken der Stirnradgetriebe durch FZG-Teste.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 38–42

DK 629 114.2–535

Soare, M. Marincaş, D. und *Murad, E.* : **Betrieb der mechanischen Drehmomentwandler mit Stufenschaltung in nichtstationärem Betrieb**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 1, S. 43–48

CONTENTS

DC 621.65 :681.3

Ciobanu, I. Alex. and *Rotaru, T. C.* : **Measures taken at the Pump Factory of Bucharest in view of automated data processing.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 1–5

DC 621.855 :519.2

Darabont, A. V. and *Văiteanu, D.* : **Application of the theory of distributions to the dynamics of articulated link chain transmission.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 5–9

DC 669.14 :621.785.545

Gheorghe, C. : **About the importance of the initial structure of steels undergoing C. H. F. shallow hardening.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 9–13

DC 621.983.3.07

Iliescu, C. and *Boangiu, Gh.* : **About the trimming radius of the machining plate edge of drawing dies provided with flat locking ring.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 13–16

DC 621.914.6–233.1 :621.833

Minciu, C. : **About the dynamic design of the main shaft of gear milling machines (worm cutters).**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 17–19

DC 621–762 :681.2

Opriş, O : **Installations for assessment of the sensitivity of methods of determining losses due to leakage.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 20–22

DC 536 51

Palade, D. and *Ghiorghiu Madeleine* : **Fluid thermosensitive elements.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 23–27

DC 621.73.045

Popeia, C. and *Ene, F. D.* : **High speed drop forging.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 27–33

DC 621.375.9 :535–2 :521.71

Popescu, O : **Considerations on the use of laser interferometric installations in length control.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 33–38

DC 621.833.1 :620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. and *Miloiu, Gh.* : **Considerations about the determination of resistance to pitting of cylindrical gearing teeth through FZG test.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 38–42

DC 629.114.2–585

Soare, M., Marincaş, D. and *Murad, E.* : **Operation of the step mechanical couple transformers under transitory working conditions.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 1, p. 43–48

SOMMAIRE

CD 621.65 :681.3

Ciobanu, I. Alex. et *Rotaru, T. C.* : **Mesures prises pour l'élaboration automatique de certaines données à l'usine des pompes-Bucarest.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 1, p. 1–5

DC 621.855 :519.2

Dabrabont, A. V. et *Văiteanu, D.* : **L'emploi de la théorie des distributions dans la dynamique des transmissions par chaînes articulées Vaucanson.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 5–9

CD 669.14 :621.785.545

Gheorghe, C. : **Contributions à l'étude de l'importance que présente la structure initiale des aciers soumis à la trempe superficielle par courants de haute fréquence.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 9–13

CD 621.983.3.07

Iliescu, C. et *Boangiu, Gh.* : **Etude sur le rayon de la courbure de l'arête de la plaque active des matrices d'emboutissage à serre–plan.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 13–16

CD 621.914.6–233.1 :621.833

Minciu, C. : **Contributions au calcul dynamique de l'arbre principal des machines à fraiser les engrenages, à fraise-mère développante.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 17–19

CD 621–762 :681.2

Opriş, O. : **Installations pour établir la sensibilité des méthodes de détermination des pertes par non étanchéité.**

Construcţia de Maşini 25(1972), no. 1, p. 20–22

CD 536.51

Palade, D. et *Ghiorghiu Madeleine* : **Eléments thermo-sensibles à fluide.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 23–27

CD 621.73.045

Popeia, C. et *Ene, F. D.* : **Le forgeage en matrice, aux marteaux rapides.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 27–33

CD 621.375.9 :535–2 :531.71

Popescu, O : **Considérations sur l'emploi des installations à laser interferrométrique lors du contrôle des longueurs.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no, 1, p. 33–38

CD 621.833.1 : 620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. et *Miloiu, Gh.* : **Considérations sur la détermination de la résistance au pitting des flancs des dents des engrenages cylindriques au moyen de l'épreuve FZG.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 38–42

CD 629.114.2–585

Soare, M., Marincaş, D. et *Murad, E.* : **Le fonctionnement des transformateurs mécaniques de couple en échelons, en régime transitoire.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 1, p. 43–48

CZ 621.65 :681.3

Măsuri pentru prelucrarea automată a unor date la Uzina de pompe — Bucureşti

Ing. Alexandru CIOBANU — Uzina de pompe — Bucureşti
Ing. Constantin ROTARU — Uzina de pompe — Bucureşti

Sectorul indispensabil întreprinderilor constructoare de maşini, turnătoria, prin complexitatea fazelor procesului de producţie se deosebeşte, din multe puncte de vedere, de organizarea şi funcţionarea secţiilor prelucrătoare.

Gama, din ce în ce mai largă, de piese turnate necesare construcţiei de maşini a impulsionat, în ultimul timp, dezvoltarea tehnicităţii de turnare.

Progresele mari pe care le înregistrează productivitatea muncii în turnătorii trebuie să determine schimbări şi în maniera tradiţională de organizare a fluxului informaţional.

Metodele manuale de prelucrare a datelor, precum şi modul actual de organizare a întreprinderilor constructoare de maşini, dotate cu turnătorii proprii, prezintă unele incoveniente cu implicaţii destul de mari şi anume :

— Stimulează dezvoltarea unei gîndiri compartimentate care duce uneori la dedublarea informaţiilor şi la creşterea numărului de documente, care circulă în întreprindere, atunci cînd nu se menţine un echilibru raţional între autonomia serviciilor şi controlul central.

În aceste condiţii informaţiile ce pătrund în compartiment sînt privite cu neîncredere, controlate, verificate, cercetate, îndosariate pentru orice eventualitate. Fluxul de informaţii nu mai are cursivitate, circulaţia făcîndu-se spasmodic la intervale egale sau inegale de timp.

— Lipsa unei concepţii generale a fluxului informaţional, şi a unei analize permanente a necesităţilor precise ale fiecărui compartiment, duce la pierderi importante de manoperă, prin prelucrarea repetată a cazurilor omologe sau a aceloraşi probleme, de multe ori fără a se ajunge la acelaşi rezultat. Pe de altă parte, se încarcă circuitul cu informaţii.

— Există un permanent procent de erori, iar mărirea numărului de informaţii duce, fie la hipertrofia aparatului economico-administrativ, fie la eliminarea unor informaţii, considerate neesenţiale, din fluxul prelucrărilor.

— Activitatea economico-financiară, intrată în tradiţie prin bilanţurile lunare, trimestriale, anuale este afectată foarte mult în condiţiile moderne ale producţiei industriale întrucît între aceste intervale conducerii nu i se oferă nici o posibilitate clară de urmărire şi control, lucrările luînd mai întotdeauna un caracter istoric.

Izvoarele de informaţii

Principalele surse de informaţii într-o turnătorie sînt constituite de următoarele necesităţi :

— cunoaşterea duratei şi costului asimilării noilor produse ;

— cunoaşterea planului de producţie pe diferite termene ;

— controlul producţiei, al calităţii produselor şi al rebutului ;

— controlul consumurilor şi al cheltuielilor ;

— controlul potenţialului uman şi al fluctuaţiilor acestuia ;

— cunoaşterea încărcării utilajelor.

Aceste informaţii pot fi elementare sau de bază, după importanţa lor şi instantanee sau temporare, după ciclul lor de existenţă. Toate informaţiile sînt cuantificate şi codificate sau codificabile ele fiind supuse unui tratament diferenţiat de prelucrare, în funcţie de nivelul ierarhic la care se nasc şi la care sînt cerute.

Prelucrarea informaţiilor în procesul de producţie poate îmbrăca patru aspecte în următoarele activităţi ;

— elaborarea de documente (crearea sau preluarea informaţiilor) ;

— ţinerea la zi a documentelor (corectarea informaţiilor) ;

— elaborarea analizelor (descompunerea informaţiilor) ;

— elaborarea sintezelor (regruparea informaţiilor).

Într-un cuvînt fluxul de informaţii, o dată creat, impune culegerea datelor, sortarea şi apoi preluarea lor într-o ordine oarecare şi după o anumită metodă (fig. 1)

Extragerea datelor din proces, în vederea transpunerii pe suporţi compatibili prelucrării pe calculator, se poate face în două feluri :

— ON-LINE — atunci cînd procesele sînt guvernate de instalaţii de măsură şi control, special construite, şi parametrii directori sînt comunicaţi de aceste aparate sub formă de impulsuri şi intră direct în prelucrare.

— OFF-LINE — datele sînt recoltate manual, transpuse pe suporţi care se introduc în banca de date constituind memoria externă a calculatorului.

În turnătorii culegerea datelor se face OFF—LINE, aceasta fiind o metodă cu aplicabilitate masivă în comparaţie cu celelalte care se pretează numai la procese tehnologice de rutină (industria chimică).

Proprietăţile informaţiilor

Exactitatea. Informaţiile pot fi reale sau eronate. Informaţiile reale reflectă fidel evenimentul la care se referă, păstrînd nealterate caracteristicile acestuia. În cazul informaţiilor eronate fenomenul nu mai este înfăţişat cu adevăratele sale însuşiri, denaturarea se poate datora unei extrageri inexacte, sau poate surveni în urma prelucrărilor repetate.

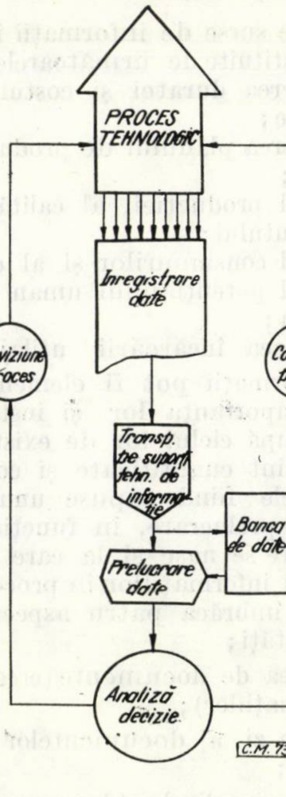


Fig. 1. Etapele prelucrării automate a datelor.

Valabilitatea. Este definită de decalajul dintre eveniment şi momentul analizei informaţiei. Ele îşi pot pierde această calitate în timp, fără a fi deformate prin prelucrare.

Utilitatea. Este determinată de calitatea informaţiilor de a răspunde unei anumite necesităţi de calcul. Utilitatea este o proprietate greu de stabilit atunci cînd nu există o viziune generală a fluxului informaţional. Ea rezidă uneori şi din promptitudinea de apariţie sau prelucrare a informaţiilor.

Dacă primele două proprietăţi sînt determinate în fiabilitatea raporturilor folosite în conducerea procesului de producţie, cunoaşterea utilităţii exacte a informaţiilor stă la baza dimensionării optime a fluxului informaţional.

Metode de prelucrare a datelor

Modul de prelucrare a datelor rezultate din procesul de producţie a evoluat în timp, în funcţie de nivelul de dezvoltare a tehnicităţii de fabricaţie. Operativitatea în analiză şi decizie, avînd un efect foarte important, ritmul actual de producţie duce inevitabil la creşterea necesităţilor de prelucrare. Problema este rezolvată de apariţia mijloacelor de prelucrare mecanizată şi automată, care creează noi posibilităţi de diversificare a metodelor de prelucrare şi aduce în plus o sporire a vitezei de lucru şi a fiabilităţii. Dacă se iau în consideraţie mai multe întreprinderi de dimensiuni diferite, criteriul reprezentativ fiind numărul de salariaţi, preţul specific al prelucrării unui raport similar are alura din figura 2 (domeniul avantajos este haşurat).

Din punctul de vedere al preciziei, aceasta este din ce în ce mai mică la prelucrarea manuală, în funcţie de mărimea raportului. În cazul prelucrării cu mijloace electronice, exactitatea documentului nu mai depinde de dimensiunile sale, acesta fiind constant, controlabil şi dependent numai de programul de calcul.

Viteza de lucru este mult mai puţin modificată la prelucrarea automată, în timp ce la prelucrarea manuală descreşterea acesteia este foarte mare, putînd fi contrabalansată doar de creşterea numărului de salariaţi antrenaţi în lucrarea respectivă.

Prelucrarea automată a datelor nu înseamnă, după cum se mai crede încă, eliberarea din funcţii a personalului care ducea pînă acum treburile întreprinderilor. Calculatoarele au ca principală calitate corectitudinea lucrărilor şi viteza de calcul, funcţionarea lor însă trebuie pregătită meticulos şi continuu de un număr apreciabil de oameni. Din aceste motive se observă că sub un anumit grad de integrare

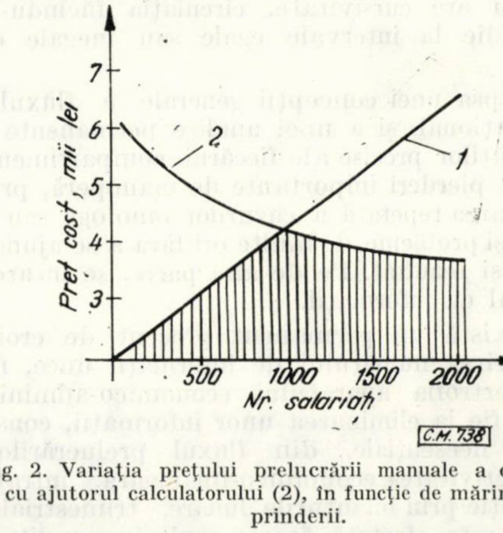


Fig. 2. Variaţia preţului prelucrării manuale a datelor (1) şi cu ajutorul calculatorului (2), în funcţie de mărimea întreprinderii.

în prelucrarea automată a datelor (fig. 3), numărul de cadre antrenate în deservirea unui calculator este mai mare decît numărul de salariaţi necesari în prelucrarea tradiţională.

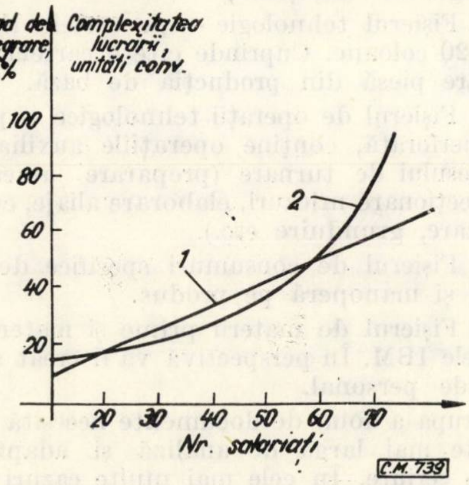


Fig. 3. Variaţia personalului antrenat în prelucrarea manuală a datelor (1) şi cu ajutorul calculatorului (2), cu creşterea complexităţii lucrărilor, respectiv a gradului de integrare.

Exigenţele prelucrării automate a datelor

Metodele de prelucrare automată a datelor schimbă alura fluxului informaţional. Astfel de la o structură în piramidă, în care informaţiile sînt pulsate de la bază spre vîrf, concomitent cu condensarea şi centralizarea lor, se ajunge la un sistem în stea în care compartimentele întreprinderii sînt beneficiari egali ai staţiei de calcul. Aceasta dozează fiecăruia cantităţile de informaţii necesare, simultan cu întocmirea rapoartelor operative destinate conducerii superioare.

Trecerea la acest sistem de lucru necesită o mare cantitate de muncă şi trebuie să se desfăşoare în mai multe etape, după un grafic prestabilit. Figura 4 prezintă Pertul desfăşurării acţiunilor în cadrul sistemului de prelucrare a datelor din turnătoria Uzinei de pompe Bucureşti.

Analiza situaţiei actuale. Este prima etapă în compania de prelucrare şi integrare a unui flux informaţional, Ea trebuie să cuprindă toate compartimentele, însă analiza va viza funcţia acestora, nu activitatea lor. De multe ori nu reprezintă acelaşi lucru, ceea ce duce la unele tendinţe de disimulare din partea unor cadre. La analiză vor fi antrenaţi şi cei ce activează în fiecare punct studiat, folosindu-se rezultatele experienţei lor, iar analistul trebuie să cuprindă toate aspectele, să le combine cu cunoştinţele sale despre calculator şi să dea o formă nouă fluxului de informaţii pe deplin compatibilă între necesităţi şi posibilităţi.

Analiza trebuie să înceapă cu mult timp înaintea sosirii în întreprindere a calculatorului sau a contractului de acces la o anumită instalaţie de prelucrare automată, altfel programatorilor nu li se vor pune probleme clare, formulate precis la configuraţia optimă.

Fiecare informaţie trebuie să aibă încă din acest moment un ciclu de existenţă complet studiat şi definitivat, adăugirile ulterioare au, mai întotdeauna, aspectul unui compromis.

Codificarea, deşi etapă premergătoare prelucrării automate a datelor are o importanţă atît de mare încît poate fi tratată separat.

Criteriile ce vor fi expuse mai jos sînt valabile oricărei turnătorii avînd un profil cît de cît conturat, dictat de specificul unităţii pe care o deserveşte.

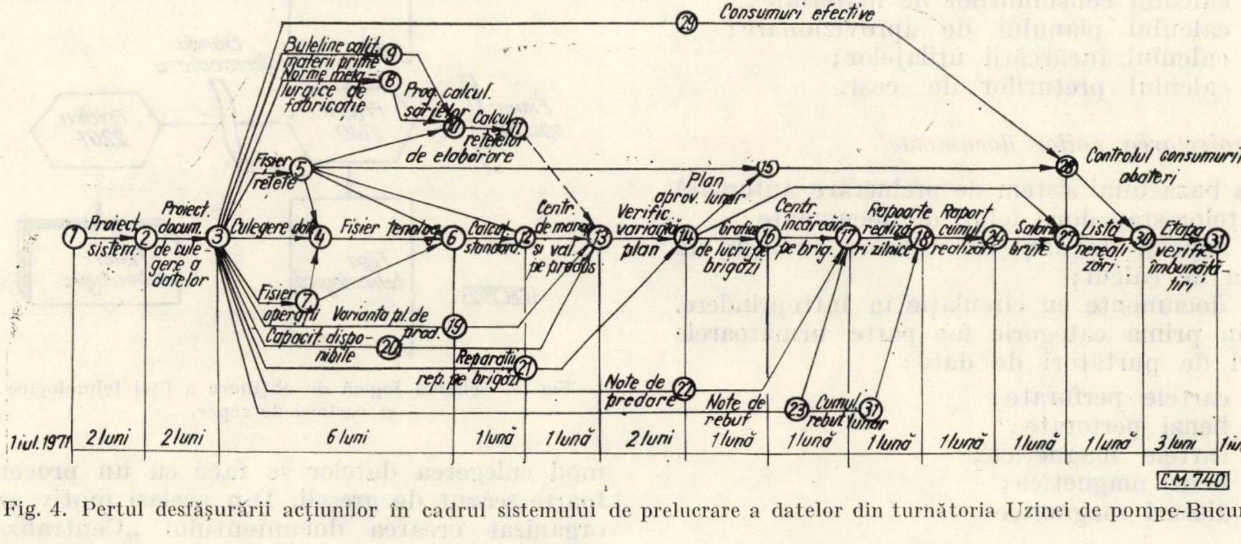

Consumuri efective
Buletine calit. materii prime
Norme metalurgice de fabricaţie
Prog. calcul. şarjelor
Calcul reţetelor de elaborare
Fişier reţete
Controlul consumurilor abateri
Plan aprov. lunar
Proiect. sistem
Proiect. docum. de culegere a datelor
Culegere date
Fişier tehnolog.
Calcul. standard.
Centr. de manop. şi val. pe produs
Verific. variantă plan
Grafic de lucru pe brigăzi
Centr. încărcării pe brig.
Rapoarte realizări zilnice
Raport cumul realizări
Salarii brute
Lista nerealizări
Etapa verific. îmbunătăţiri
Fişier operaţii
Varianta pl. de prod.
Capacit. disponibile
Reparaţii rep. pe brigăzi
Note de predare
Note de rebut
Cumul rebut lunar
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
27
28
29
30
31
31
1 iul. 1971
2 luni
2 luni
6 luni
1 lună
1 lună
2 luni
1 lună
1 lună
1 lună
1 lună
1 lună
1 lună
3 luni
1 iul 1973
C.M. 740

Fig. 4. Pertul desfăşurării acţiunilor în cadrul sistemului de prelucrare a datelor din turnătoria Uzinei de pompe-Bucureşti.

Domeniile ce se impun a fi codificate sînt :

— materiile prime şi materialele ;

— amestecurile de formare şi de miez ;

— aliajele de turnare ;

— operaţiile tehnologice ;

— utilajele şi liniile tehnologice;
— S.D.V.-urile;
— formaţiile de organizare a muncitorilor (echipe, brigăzi);
— piesele turnate şi produsele finite.

Codificarea nu trebuie să se reducă la o simplă înmatriculare a articolelor din enumerarea de mai sus. Ea trebuie să precizeze, fără echivoc, caracteristicile esenţiale ale acestora, şi să răspundă scopului propus.

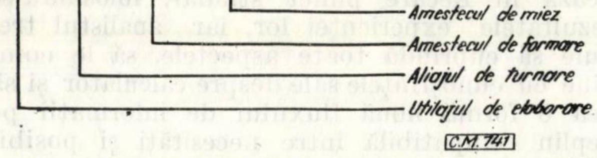


Fig. 5. Macheta codului tehnologic descriptiv al pieselor din producţia de bază a turnătoriei.

Codul trebuie să fie bine dimensionat şi să permită extinderea ulterioară, aşa încît să nu se ajungă la necesitatea redimensionării lui, operaţia fiind foarte costisitoare.

Un bun sistem de codificare trebuie să permită o cît mai largă utilizare.

Pentru exemplificare (fig. 5) prezintă codul tehnologic descriptiv al pieselor din producţia de bază a turnătoriei. Este un cod numeric, morfologic în şase trepte, cu o structură astfel concepută încît să constituie cheia de soluţionare prin calculator a următoarelor probleme:

— lansarea în fabricaţie;
— calculul consumurilor de materiale;
— calculul planului de aprovizionare;
— calculul încărcării utilajelor;
— calculul preţurilor de cost.

Proiectarea noilor documente

La baza unui sistem de prelucrare automată a datelor stau două feluri de documente:

a) suporţi de date cu utilizare exclusiv în staţia de calcul;

b) documente cu circulaţie în întreprindere.

Din prima categorie fac parte următoarele feluri de purtători de date:

— cartele perforate;
— benzi perforate;
— cartele magnetice;
— benzi magnetice;
— discuri magnetice

Aceşti suporţi sînt organizaţi în fişiere care se constituie după specificul utilajelor de calcul din dotare şi după scopul urmărit.

Staţia de calcul a Uzinei de pompe are în dotare un calculator FRIDEN 5610; o maşină de scris automată FRIDEN 2201; o maşină de facturat FC—15 şi un calculator de birou OLIVETTI PROGRAMMA 101.

În funcţie de aceste utilaje pentru prelucrarea datelor din turnătorie am creat următoarele genuri de fişiere;

— Fişierul tehnologic — pe cartele EKAHA de 120 coloane. Cuprinde cîte o cartelă pentru fiecare piesă din producţia de bază.

— Fişierul de operaţii tehnologice — pe bandă perforată, conţine operaţiile auxiliare ale procesului de turnare (preparare amestecuri, confecţionare miezuri, elaborare aliaje, curăţare polizare, grunduire etc.).

— Fişierul de consumuri specifice de materiale şi manoperă pe produs.

— Fişierul de materii prime şi materiale pe cartele IBM. În perspectivă va fi creat şi fişierul de personal.

Grupa a doua de documente necesită o activitate mai largă de analiză şi adaptare la noile cerinţe. În cele mai multe cazuri se impun schimbări de formă sau conţinut, suprimări sau apariţii de documente. Acţiunea este foarte vastă şi necesită un volum important de muncă. Din experienţa noastră s-a desprins că randamentul optim se realizează cînd suporţii de date pentru prelucrarea automată se pot obţine concomitent cu actualizarea documentelor.

În figura 6 se prezintă schema logică de obţinere a fişelor tehnologice pentru piesele turnate şi a cartelelor din fişierul tehnologic. În acest mod culegerea datelor se face cu un procent foarte scăzut de greşeli. Din acelaşi motiv am organizat crearea documentului ,,Centralizator de manoperă şi materiale pe produs'' (fig. 7) odată cu obţinerea cartelelor pentru fişierul de consumuri.

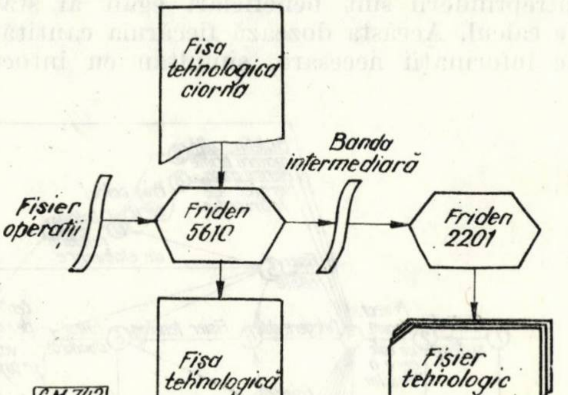


Fig. 6. Schema logică de obţinere a fişei tehnologice şi cartelei de reper.

Metoda nu se poate aplica la crearea fişierului de reţete de amestecuri şi aliaje, cînd datele trebuie culese OFF—LINE.

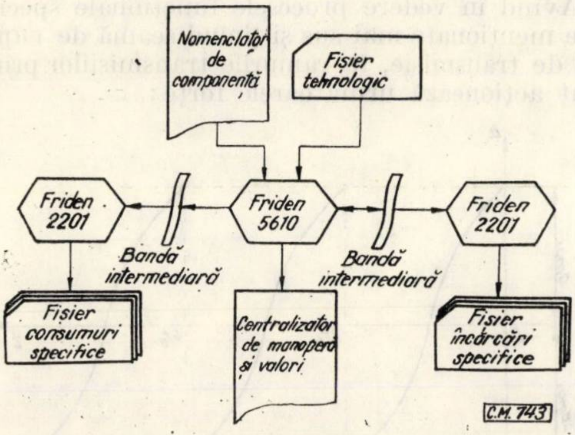

Nomenclator de componentă
Fişier tehnologic
Friden 2201
Friden 5610
Friden 2201
Bandă intermediară
Bandă intermediară
Fişier consumuri specifice
Centralizator de manoperă şi valori
Fişier încărcări specifice
C.M. 743

Fig. 7. Schema logică de obţinere a centralizatorului de manoperă şi valori şi a cartelelor de consumuri specifice.

Actualizarea fişierelor

Culegerea datelor şi trecerea lor pe suporţi adecvaţi trebuie să se desfăşoare pe fondul permanentei griji pentru colectarea informaţiilor modificate în proces.

Deoarece crearea fişierului poate dura luni de zile actualizarea trebuie să înceapă odată cu apariţia primilor suporţi.

Recomandăm ca în vederea acestei operaţii cartelele perforate sau benzile să conţină un cîmp în care să se treacă numărul generaţiei la care se află suportul respectiv. Măsura s-a dovedit a fi foarte eficientă, fiind justificată de folosirea judicioasă a timpului calculatorului. Astfel, la editarea unui document cu frecvenţă mică de apariţie, dacă suporţii antrenaţi în lucrarea respectivă sînt din aceeaşi generaţie, este uşor de înţeles că ediţia anterioară a documentului mai este încă valabilă, fiind neraţională reeditarea lui. Este o certitudine că numai folosind date primare de ultimă actualitate rezultatele vor fi reale şi eficiente.

Arhivarea informaţiilor

Trebuie să fie de la început în obiectivul celor ce concep sistemul de prelucrare, păstrarea informaţiilor făcîndu-se fie la compartimentul ce le generează, fie în staţia de calcul.

Procedeele sînt distincte. Esenţial ni se pare că în primul caz arhivarea trebuie făcută într-un singur compartiment din cele care folosesc documentul.

În cazul al doilea sînt posibile două situaţii:

— se cere arhivarea unui fişier întreg;

— se cere arhivarea unei singure informaţii care survine periodic. Posibilităţile de care se dispune determină cea mai bună procedură.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mc Carthy, E. J.* Integrated data processing systems. Edition published by John Wiley & Sons, New York, 1967.

[2] *Drucker, P. F.*: În: Technology, Management Society, New York, cap. 10.

[3] *Murphy, S. J.* Basic of digital computers, Fifth Printing, 1966.

[4] *Teodoru şi Sameck.* Sisteme şi metode de codificare aplicate la FMUA-TITAN – Bucureşti. În: Studii şi cercetări de calcul economic şi cibernetica economică, nr 1, 1972, p. 72.

◆

CZ 621.855.:519.2

Utilizarea teoriei distribuţiilor în dinamica transmisiilor prin lanţuri articulate cu zale

Dr. ing. A. V. DARABONT – Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii – Bucureşti
Ing. Dan VĂITEANU – M.I.C.M.G

Caracteristica cinematicii transmisiilor prin lanţuri articulate cu zale constă în faptul că lanţul se înfăşoară poligonal pe conturul roţilor de lanţ prin mişcarea de oscilaţie a zalelor care intră succesiv în angrenare. Acest proces specific este cunoscut sub denumirea de efect poligonal [1]. Datorită acestui efect, parametrii cinematici ai transmisiei prin lanţ variază în timp pe durata angrenării unei zale.

Astfel viteza ramurilor transmisiei variază datorită efectului poligonal, chiar şi atunci cînd viteza roţii conducătoare este constantă. Interesează în mod deosebit viteza ramurii conducătoare, care se studiază prin elementele ei (fig. 1): v_1 care este componenta vitezei lanţului în lungul ramurii conducătoare şi v_2— componenta vitezei lanţului perpendicular pe direcţia ramurii conducătoare a transmisiei.

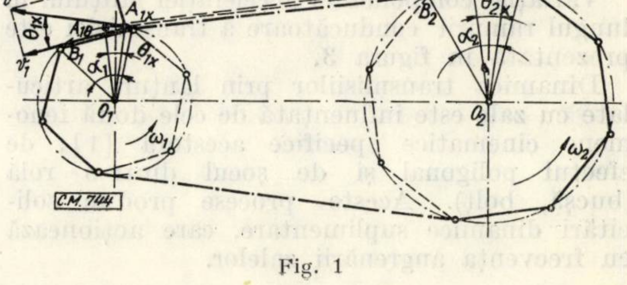


Fig. 1

Mărimile variabile ale acestor componente sînt:

$$v_1 = \frac{p\,\omega_1}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2\,kt_0) - H\,[t-2\,(k+1)\,t_0]\}\cos\omega_1\,[(2k+1)\,t_0 - t] \qquad (1)$$

$$v_2 = \frac{p\,\omega_1}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2\,kt_0) - H\,[t-2\,(k+1)\,t_0]\}\sin\omega_1\,[(2\,k+1)\,t_0 - t], \qquad (2)$$

p — este pasul lanțului; ω_1 — viteza unghiulară a roții conducătoare; z_1 — numărul de dinți ai roții conducătoare; $H(t)$ —funcția lui Heaviside sau funcția unitate, iar $2t_0$ — durata angrenării unei zale.

Din relația (1) rezultă deci că viteza de înaintare a lanțului va fi pulsatorie, perioada pulsației fiind $2\ t_0$.

Reprezentarea grafică a variației componentei v_1 a vitezei este redată în figura 2.

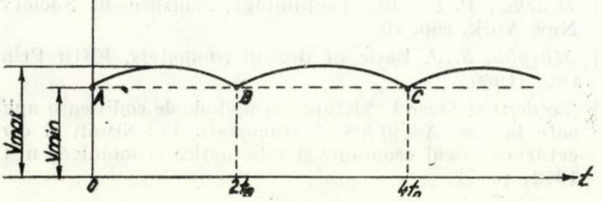


Fig. 2

Cele două componente ale accelerației lanțului vor fi:

$$a_1 = -\frac{p\,\omega_1^2}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2\,kt_0) - H\,[t-2\,(k+1)\,t_0]\}\sin\omega_1\,[(2\,k+1)\,t_0 - t] \qquad (3)$$

$$a_2 = \frac{p\,\omega_1^2}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2\,k\,t_0) - H\,[t-2\,(k+1)\,t_0]\}\cos\omega_1\,[(2k+1)\,t_0 - t] \qquad (4)$$

Variația componentei accelerației lanțului în lungul ramurii conducătoare a transmisiei este prezentată în figura 3.

Dinamica transmisiilor prin lanțuri articulate cu zale este influențată de cele două fenomene cinematice specifice acestora [1]; de efectul poligonal și de șocul dintr-o rolă (bucșă, bolț). Aceste procese produc solicitări dinamice suplimentare, care acționează cu frecvența angrenării zalelor.

Avînd în vedere procesele funcționale specifice menționate mai sus și ținînd seamă de cuplul de transmisie, în ramurile transmisiilor prin lanț acționează următoarele forțe:

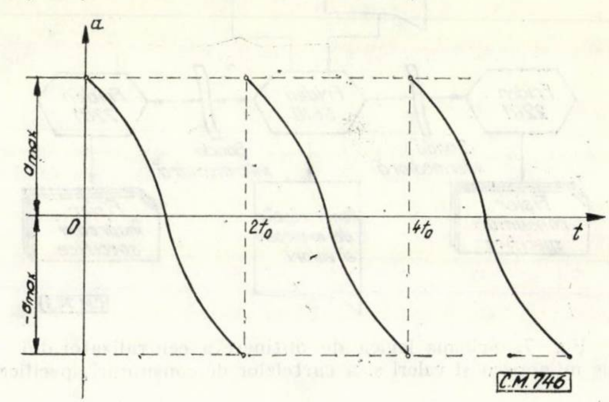


Fig. 3

— în ramura conducătoare

$$F_1 = F_l + F_{1g} + F_{1ce} \pm F_{1d} + F_{es},$$

— în ramura condusă

$$F_2 = F_{2g} + F_{2ce} \pm F_{2d} + F_{2es},$$

unde F_l este componenta după direcția ramurii conducătoare a forței tangențiale; F_g depinde de masa lanțului pe unitatea de lungime, de lungimea ramurilor și de mărimea săgeții acestora; F_{ce} apare în ramurile transmisiei pentru a echilibra forța centrifugă care acționează asupra zalelor pe parcursul acestora; F_d — forța dinamică suplimentară care ia naștere în ramurile transmisiei ca urmare a efectului poligonal, și $F_{eș}$ — forța echivalentă a șocului datorit ciocnirii dinte-rolă.

Aceste forțe se pot calcula cu relațiile:

$$F_l = \frac{2\,M_{t_1}}{D_1} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2\,kt_0) - H[t-2\,(k+1)\,t_0]\}\cos\omega_1\,(2\,k+1)\,t_0 - t] \qquad (5)$$

$$F_g \cong \frac{qB^2}{8\,s}; \qquad F_{ce} \cong \frac{q}{g}\,v^2, \qquad (6)$$

$$F_{1d} = (m_1 + m_{r2})\,\frac{p\,\omega_1^2}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} \sum_{k=0}^{\infty} \{H(t-2kt_0) - H\,[t-2(k+1)t_0]\}\sin\omega_1\,[(2k+1)t_0 - t] \qquad (7)$$

$$F_{1eș} = m_s\,v_{rn} \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - 2\,k\,t_0), \qquad (8)$$

unde M_{t_1} este momentul transmis; D_1 — diametrul primitiv al roții conducătoare; q — greutatea lanțului pe unitatea de lungime; B — distanța dintre axele celor două roți ; s—săgeata lanțului ; v — viteza lanțului ; m_1 — masa ramurii conducătoare ; m_{r2}— masa redusă adică masa roții conduse și a tuturor elementelor antrenate de roata condusă, reduse la axa acesteia ; m_s— partea din masa ramurii conducătoare a transmisiei care acționează în procesul de ciocnire dinte-rolă și se determină cu relația $m_s = \frac{N_s pq}{g}$ unde N_s este numărul de zale a căror masă se consideră că participă la șoc ; v_{rn} — mărimea vitezei de ciocnire care se calculează cu formula $v_{rn} = \xi\omega p$, unde ξ este coeficientul de șoc iar $\delta(t-2\ kt_0)$ este distribuția lui Dirac.

Studiul vibrațiilor longitudinale

Efectul poligonal și alte cauze produc vibrații inevitabile în funcționarea transmisiilor prin lanț, care în anumite condiții pot atinge intensități importante, cu efecte dăunătoare : solicitări dinamice suplimentare și accentuarea zgomotului funcțional. Acestea contribuie în mare măsură la uzarea articulațiilor lanțului și la ruperea prin oboseală a elementelor zalelor. Ca urmare, problema vibrațiilor ramurilor și a transmisiilor prin lanț, în ansamblu, prezintă un deosebit interes practic.

Cauzele principale care generează vibrații în funcționarea transmisiilor prin lanț sînt: efectul poligonal, șocul datorit ciocnirii dinte-rolă și mersul nerotund al roții de lanț.

Sub acțiunea cauzelor perturbatoare, în ramurile transmisiilor prin lanț se pot produce vibrații transversale, longitudinale.

În prezentul articol ne propunem să studiem vibrațiile longitudinale ale ramurilor transmisiei.

Pentru a se ușura studiul acestor vibrații s-au făcut o serie de ipoteze simplificatoare. Astfel în [1] ramurile transmisiei se consideră ca un element cu un număr finit de mase concentrate (articulațiile), legate elastic prin arcuri fără masă proprie (eclisele).

În alte lucrări, ca de exemplu în [5], ramura transmisiei se consideră ca o bară elastică cu masă continuă.

Nici una din metodele de calcul nu cuprinde în totalitate condițiile reale de funcționare în sensul că în primul caz se neglijează masa ecliselor, iar în al doilea caz nu se ține seamă de prezența unor mase concentrate reprezentate prin articulații.

Pentru a înlătura aceste dezavantaje, vom considera ramurile transmisiei ca bare elastice (eclisele), avînd atașate un număr finit de mase concentrate (articulațiile) (fig. 4.)

Ecuația cu derivate parțiale, care caracterizează vibrațiile longitudinale ale unui asemenea sistem, este de forma [3] :

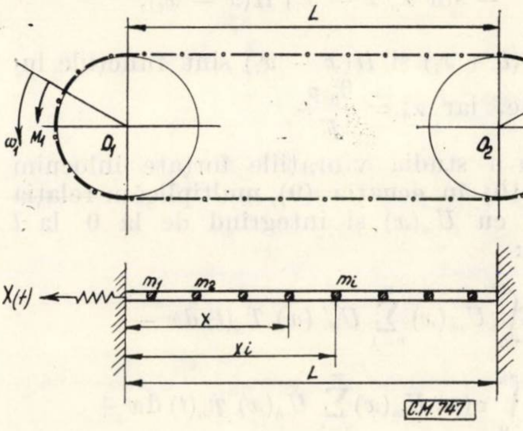


Fig. 4

$$AE\,\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}-\left[\rho A+\sum_{i=1}^{k} m_i\,\delta(x-x_i)\right]\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}+ \\ +X(x,t)=0, \qquad (9)$$

unde A este secțiunea transversală ; E — modul de elasticitate transversal ; ρ — masa specifică ; m_i — $(i = 1, 2 \ldots k)$ — masa articulațiilor ; $\delta(x-x_i)$ — distribuția lui Dirac ; x_i $(i = 1,2..k)$ abscisele articulațiilor ; $X(x, t)$ — forța perturbatoare rezultantă, dată de relațiile (5)—(8).

Considerînd bara cu ambele capete încastrate, condițiile la limită sînt de forma $u(0,t) = u\ (l,t) = 0$, iar condițiile inițiale care determină poziția și viteza barei la momentul $t = 0$ sînt $u\ (x, 0) = f(x)$; $\frac{\partial u\ (x,\ 0)}{\partial t} = g(x)$, unde $f(x)$ și $g(x)$ sînt funcții cunoscute constituind datele problemei.

Încercînd pentru partea omogenă a ecuației (9) o soluție de forma :

$$u(x,t)=\sum_{n=1}^{k} U_n(x)\ T_n(t), \qquad (10)$$

înlocuind în (9) și separînd variabilele obținem :

$$\begin{cases} U_n''(x)+\left[\frac{\theta_n^2\rho}{E}+\frac{\theta_n^2}{AE}\sum_{i=1}^{k} m_i\delta(x-x_i)\right]U_n(x)=0, \\ \ddot{T}_n(t)+\theta_n^2\,T_n(t)=0, \text{ unde } \theta_n^2=-\frac{\ddot{T}_n(t)}{T_n(t)}. \end{cases} \qquad (11)$$

Aplicînd primei ecuații de la (11) transformarea Laplace și ținînd seamă de condițiile la limită, soluția sa va fi de forma :

$$U_n(x)=\frac{\theta_n^2}{AE\alpha_n}\sum_{i=1}^{k} m_i U_n(x_i)\,X_{ni}(x), (n=1,2,\ldots,\infty), \qquad (12)$$

unde $X_{ni}(x) = \frac{\sin \alpha_n x}{\sin \alpha_n l} \sin \alpha_n(l - x_i)\, H(l - x_i) -$

$$- \sin \alpha_n(x - x_i)\, H(x - x_i),$$

unde $H(l - x_i)$ şi $H(x - x_i)$ sînt funcţiile lui Heaviside, iar $\alpha_n^2 = \frac{\theta_n^2 \rho}{E}$.

Pentru a studia vibraţiile forţate înlocuim soluţia (10) în ecuaţia (9), multiplicăm relaţia obţinută cu $U_m(x)$ şi integrînd de la 0 la l obţinem:

$$AE\int_0^l U_m(x) \sum_{n=1}^{\infty} U_n''(x)\, T_n(t)\, dx -$$

$$-\int_0^l \varepsilon(x)\, U_m(x) \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x)\, \ddot{T}_n(t)\, \mathrm{d}x +$$

$$+\int_0^l U_m(x)\, X(x, t)\, \mathrm{d}x = 0. \tag{13}$$

Avînd în vedere că $U_n(x)$ satisface prima ecuaţie de la (11) şi ţinînd seamă de condiţiile de ortogonalitate a vibraţiilor [3]:

$$\begin{cases} \int_0^l \varepsilon(x)\, U_n(x)\, U_m(x)\, \mathrm{d}x = 0, & \text{dacă } m \neq n; \\ \int_0^l \varepsilon(x)\, U_n^2(x)\, \mathrm{d}x = N_n, & \text{dacă } m = n, \end{cases} \tag{14}$$

unde $\varepsilon(x) = \rho A + \sum_{i=1}^{k} m_i\, \delta(x - x_i)$ iar N_n este o constantă, din relaţia (13) rezultă:

$$\ddot{T}_n(t) + \theta_n^2\, T_n(t) = \frac{1}{N_n} \int_0^l U_n(x)\, X(x, t)\, \mathrm{d}x,$$

$$(n = 1, 2, \ldots, \infty). \tag{15}$$

Aplicînd teorema de convoluţie ecuaţiei (15) şi înlocuind soluţia obţinută în (10), după o serie de calcule obţinem:

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{U_n(x)}{N_n} \left\{ \left[\cos \theta_n t \int_0^l \varepsilon(x)\, U_n(x) f(x)\, \mathrm{d}x + \frac{\sin \theta_n t}{\theta_n} \int_0^l \varepsilon(x)\, U_n(x)\, g(x)\, \mathrm{d}x \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\theta_n} \int_0^l U_n(x) \mathrm{d}x \int_0^t X(x, t) \sin \theta_n(t - \tau)\, \mathrm{d}\tau \right\}. \tag{16}$$

unde dacă ţinem seamă de relaţiile (5) ...(8):

$$X(x,t) = X(t) = \frac{qB^2}{8\,s\,L} + \frac{q\,v^2}{gL} + \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \frac{2\,M_{t_1}}{D_1 L} \cos \omega_1\, [t - (2k+1)t_0] - \frac{m_1 + m_{r_2}}{2\,L} \frac{p\omega_1^2}{\sin \frac{\pi}{z_1}} \sin \omega_1 [t - (2k +\right.$$

$$\left. + 1)\, t_0] \right\} \left\{ H(t - 2\,k\,t_0) - H[t - 2(k+1)t_0] \right\} + \frac{m_s\, v_{r_n}}{L} \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - 2\,k\,t_0).$$

Considerînd pentru simplificare $f(x) = g(x) = 0$ şi $k = 0$, relaţia (16) devine:

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{U_n(x)}{\theta_n N_n} \int_0^l U_n(x)\, \mathrm{d}x \left\{ \left(\frac{q\,B^2}{8\,L\,s} + \frac{qv^2}{gL} \right) \int_0^t \sin\, \theta_n(t - \tau)\, \mathrm{d}\tau + \frac{m_s\, v_{r_n}}{L} \int_0^t \delta(t) \sin\, \theta_n\, (t - \tau)\, \mathrm{d}\tau + \right.$$

$$\left. + \int_0^t \left[\frac{2\,M_{t_1}}{D_1 L} \cos\, \omega_1\, (t - t_0) - (m_1 + m_{r_2}) \frac{p\,\omega_1^2}{2\,L \sin \frac{\pi}{z_1}} \sin\, \omega_1\, (t - t_0) \right] [H(t) - H(t - 2t_0)] \sin \theta_n(t - \tau)\, \mathrm{d}\tau \right\} \tag{17}$$

sau după o serie de transformări obţinem;

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{U_n(x)}{\theta_n N_n} \int_0^l U_n(x)\, \mathrm{d}x \left\{ \frac{1}{\theta_n} (1 - \cos\, \theta_n t) \left(\frac{q\,B^2}{8\,L\,s} + \frac{qv^2}{gL} \right) + \frac{m_s\, v_{r_n}}{L} \sin \theta_n t + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\theta_n} \left[\frac{2\,M_{t_1}}{D_1 L} \cos\, \omega_1(t - t_0) - (m_1 + m_{r_2}) \frac{p\,\omega_1^2}{2\,L \sin \frac{\pi}{z_1}} \sin\, \omega_1\, (t - t_0) \right] [\cos \theta_n\, t - \cos \theta_n\, (t - 2\,t_0)] \right\}. \tag{18}$$

Pentru a determina pulsaţiile proprii θ_n ale sistemului se scrie relaţia (12) pentru $x=x_j$ $(j = 1,2 \ldots, k)$ şi aceasta devine:

$$\beta_n \sum_{i=1}^{k} m_i U_n(x_i) X_{nij} - U_n(x_i) = 0 \quad (j=1,2..k), \tag{19}$$

unde:

$$X_{nij} = X_{ni}(xj) \text{ iar } \beta_n = \frac{\alpha_n}{\rho A}.$$

Soluţiile nebanale ale ecuaţiilor de la (19) se determină anulînd determinantul format de coeficienţii necunoscutelor

$$\begin{vmatrix} \beta_n m_1 X_{n11}-1 & \beta_n m_2 X_{n21}, \ldots, & \beta_n m_k X_{nk1} \\ \beta_n m_1 X_{n12} & \beta_n m_2 X_{n22}-1, \ldots, & \beta_n m_k X_{nk2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \beta_n m_1 X_{n1k} & \beta_n m_2 X_{n2k}, \ldots, & \beta_n m_k X_{nkk}-1 \end{vmatrix} = 0. \tag{20}$$

Din această relaţie putem determina cele $n=1,2 \ldots \infty$ pulsaţii proprii $\theta_n^2 = \rho E A^2 \beta_n^2$, pentru care corespund funcţiile proprii $U_n(x)$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Horovitz, B.* ş. a. – Transmisii şi variatoare prin curele şi lanţuri, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1971.

[2] *Darabont, A.* Vibraţiile transversale ale barelor cu mase ataşate concentrate. În : Analele Universităţii Bucureşti, nr. 2. 1971.

[3] *Darabont, A.* Mecanica sistemelor cu caracteristici discontinuu variabile. Teză de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1972.

[4] *Kecs, W., Teodorescu, P. P.* Aplicaţii ale teoriei distribuţiilor în mecanică. Ed. Acad. R.S.R., Bucureşti,1970.

[5] *Constantinescu, I. N.* – Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii transportoarelor cu raclete. Teză de doctorat Institutul de Mine Petroşani, 1970.

[6] *Nowacki, W.* Dinamica sistemelor elastice, Ed.Tehnică, Bucreşti, 1969.

◆

CZ .669.14 :621.785.545

Contribuţii cu privire la importanţa pe care o prezintă structura iniţială a oţelurilor supuse călirii superficiale prin C.I.F.

Ing. Constantin GHEORGHE — Uzina Vulcan – Bucureşti

Aplicarea procedeului de călire superficială la diverse organe de maşini urmăreşte creşterea rezistenţei la uzură şi durabilităţii la oboseală de contact prin obţinerea unui strat superficial cu structură martensitică de duritate mare, concomitent cu păstrarea unui miez tenace şi rezistent şi obţinerea unei stări de tensiuni de compresiune în strat.

Călirea CIF se bazează pe plasarea piesei de călit în cîmpul electromagnetic produs de un inductor prin care trece un curent alternativ de înaltă frecvenţă.

Cîmpul electromagnetic produce în suprafaţa piesei (ca urmare a efectului pelicular) curenţi de inducţie. Rezistenţa electrică a materialului din care este confecţionată piesa se opune trecerii curenţilor induşi din această interacţiune rezultînd o cantitate de căldură Q care produce încălzirea superficială a piesei.

În vederea determinării modului cum influenţează structura iniţială supusă călirii superficială prin CIF s-au făcut cercetări experimentale în anumite condiţii de tratament termic şi călire CIF pe oţelul OLC 45.

Metodica de cercetare

— s-au debitat din bară rotundă epruvete cu lungimea egală de 42 mm, care s-au strunjit la diametrul de 33 mm.

— epruvetele au fost supuse la tratamente termice (tabela 1).

Tabela 1

Tratamentele termice tipice pentru OLC. 35

Denumirea tratamentului	temperatura °C	Mediul de răcire
Recoacere	830–850	cuptor
Normalizare	830–850	aer
Călire	820–840	apă
Revenire	570	aer

— O parte din epruvete nu au fost tratate, rămînînd în stare iniţială (laminată).

Condiţii de călire superficială prin CIF

— Călirea superficială s-a făcut pe o maşină de tip I.I.S. Automatica cu generator de 8000 Hz cu patru viteze.

— puterea specifică la generator, kW/cm²
— viteza de deplasare a inductorului, mm/s
— timpul de călire, minute
— temperatura de călire superficială, C°
— tipul de inductor
— mediul de răcire
— metoda de călire şi interstiţiu-inductor-epruvetă (2 mm).

După strunjirea epruvetelor, aplicarea tratamentelor termice de recoacere, normalizare şi îmbunătăţire, epruvetele au fost aduse la cotele finale prin rectificarea la o maşină orizontală de rectificat cu discuri abrazive (Ø 32 × 42 mm).

Ca metodă de călire superficială s-a ales metoda continuu-excesivă cu rotire.

Vitezele de deplasare a inductorului au fost : $V_1 = 1{,}8$; $V_2 = 2{,}8$; $V_3 = 4{,}6$ mm/s.

Puterea specifică la generator s-a ales $p_0 = 1{,}5$ şi 1,0 kW cm², călirea superficală s-a făcut la $p_0 = 1{,}5$ kW/cm² şi comparativ la $p_0 = 1{,}0$ kW/cm² pe epruvetele tratate la V_1, V_2, V_3.

Verificarea durităţii, în unităţi HRC, s-a făcut la un aparat Rockwell, pe suprafaţa cilindrică a epruvetelor călite superficiale (fig. 1).

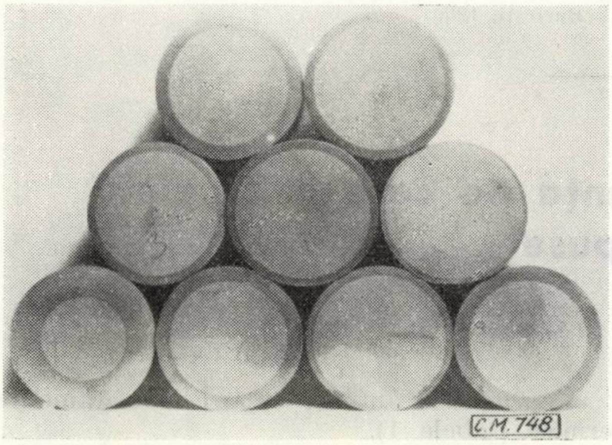


Fig. 1 a. Variaţia stratului călit superficial

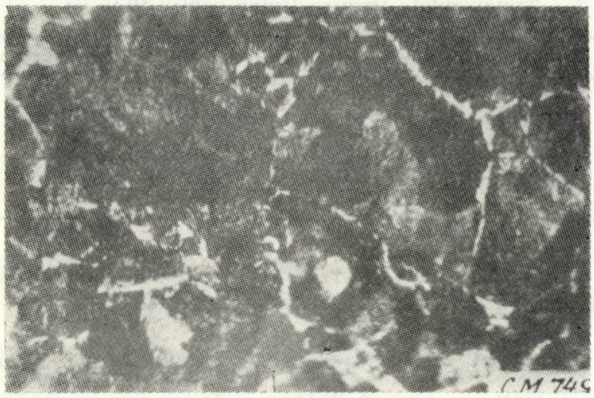


Fig. 1.b. Ferită în reţea

Determinarea energiei specifice e_g ; (kWs/cm²).

— înălţimea inductorului de tip monospiră ; $h = 15$ mm

— vitezele adaptate sînt V_1, V_2, V_3 mm/s

— timpul de încălzire $t = \frac{h}{v}$

$$t_1 = \frac{h}{V_1} = \frac{15}{1{,}8} = 8{,}35 \text{ secunde}$$

$$t_2 = \frac{h}{V_2} = \frac{15}{2{,}8} = 5{,}35 \text{ secunde}$$

$$t_3 = \frac{h}{V_3} = \frac{15}{4{,}6} = 3{,}26 \text{ secunde}$$

— energia specifică $eg = t \cdot p_0$ — pentru $p_0 = 1{,}5$ kW cm²

$$eg_{1.1} = p_0 \cdot t_1 = 12{,}5 \text{ kWs/cm}^2$$

$$eg_{1.2} = p_0 \cdot t_2 = 8{,}05 \text{ kWs/cm}^2$$

$$eg_{1.3} = p_0 \cdot t_3 = 4{,}87 \text{ kWs/cm}^2$$

b. — Pentru cazul cînd puterea specifică $p_0 = 1{,}0$ kW/cmp

$$eg_{2.1} = p_0 \cdot t_1 = 8{,}35 \text{ kWs/cm}^2$$

$$eg_{2.2} = p_0 \cdot t_2 = 5{,}35 \text{ kWs/cm}^2$$

$$eg_{2.3} = p_0 \cdot t_3 = 3{,}26 \text{ kWs/cm}^2$$

Puterea la generator a fost de 15 kW pentru $p_0 = 1{,}0$ kW/cm² şi de 22,5 kW pentru $p_0 = 1{,}5$ kW/cm².

În vederea determinărilor la microscopul metalografic, s-a făcut pregătirea necesară după debitarea la o maşină cu disc abraziv pînă s-a înlăturat stratul dur, constituit din martensită (rezultat prin călire CIF) şi apoi s-a debitat în continuare cu cuţit Vidia.

S-a avut în vedere a se elimina toate inconvenientele care ar putea duce la deformarea structurii în timpul pregătirii.

Măsurarea stratului călit superficial s-a făcut cu o lupă de tip I.O.R.

Pe rază din 2 în 2 milimetri s-a verificat duritatea, s-au trasat diagramele $s_c = f(e_g)$ (fig. 2, a), pentru $p_0 = 1{,}0$ kW/cm² şi (fig. 2, b) pentru $p_0 = 1{,}5$ kW/cm².

Variaţia durităţii pentru $p_0 = 1{,}5$ kW/cm² şi V_1, V_2, V_3 este prezentată pentru toate epruvetele netratate şi tratate termic supuse călirii superficiale prin curenţi de înaltă frecvenţă în figurile 3,4, 5, 6.

Variaţia durităţii pe rază a epruvetelor pentru V_1, $p_0 = 1{,}5$ kW/cm² şi tratate anterior sau netratate (stare laminată, recoacere, normalizare şi îmbunătăţire) la fel pentru V_2 şi

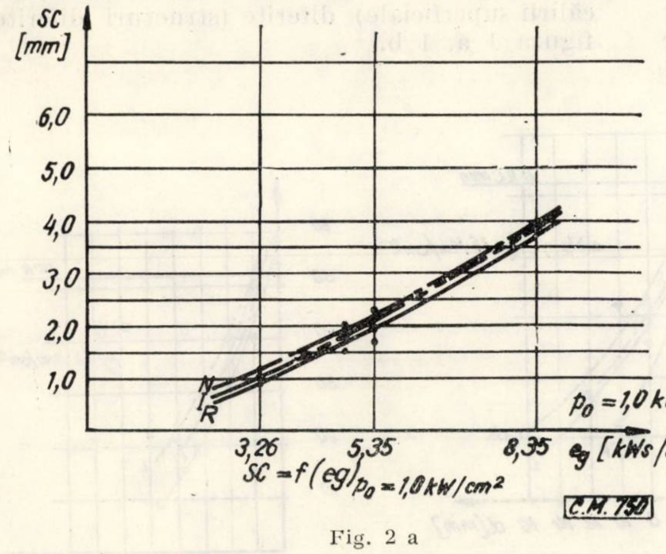


Fig. 2 a

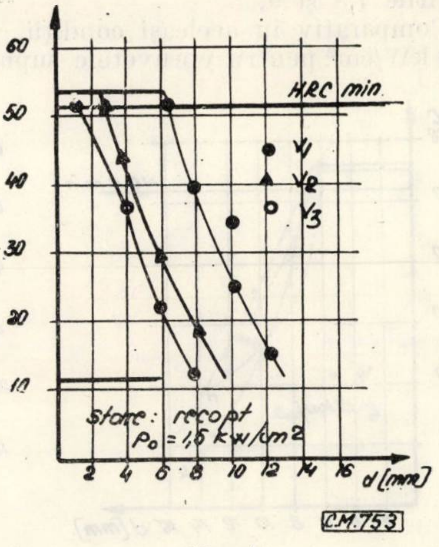


Fig. 4

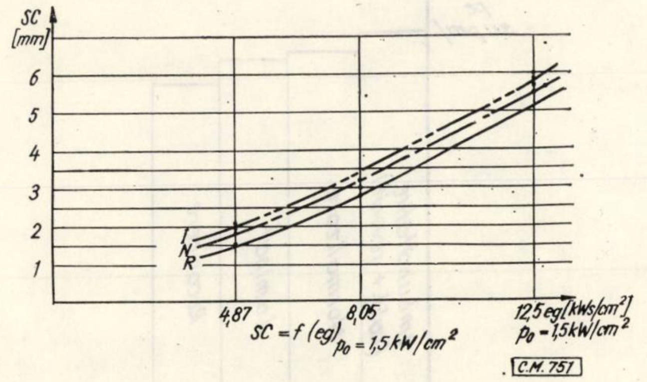


Fig. 2 b

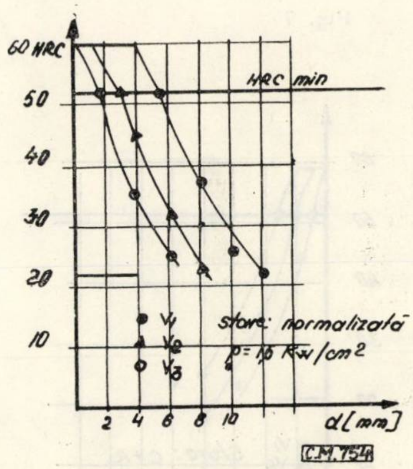


Fig. 5

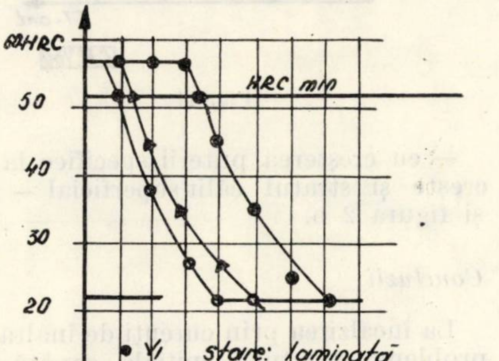


Fig. 3

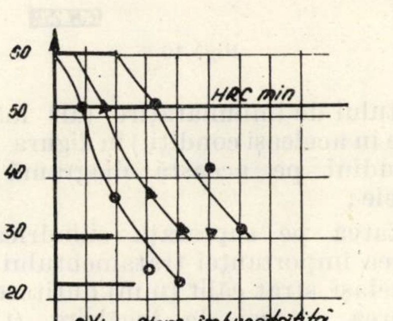


Fig. 6

V_3 la $p_0 = 1{,}5$ kW/cm² este prezentată în figurile 7,8 şi 9.

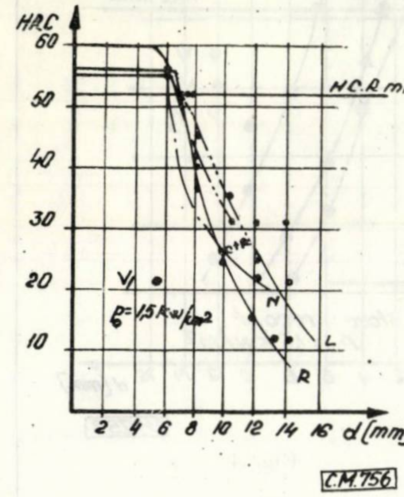


Fig. 7

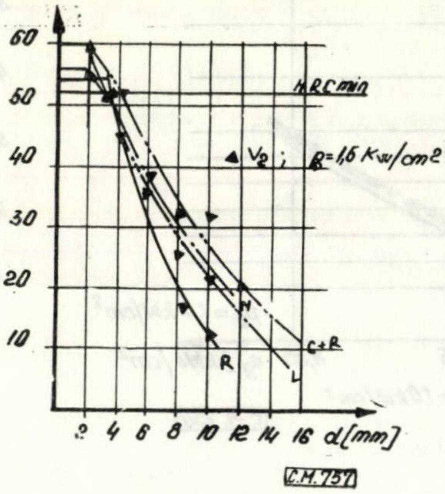


Fig. 8

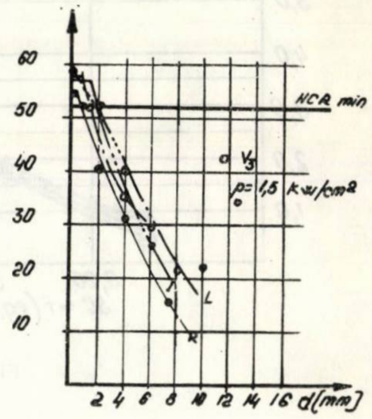


Fig. 9

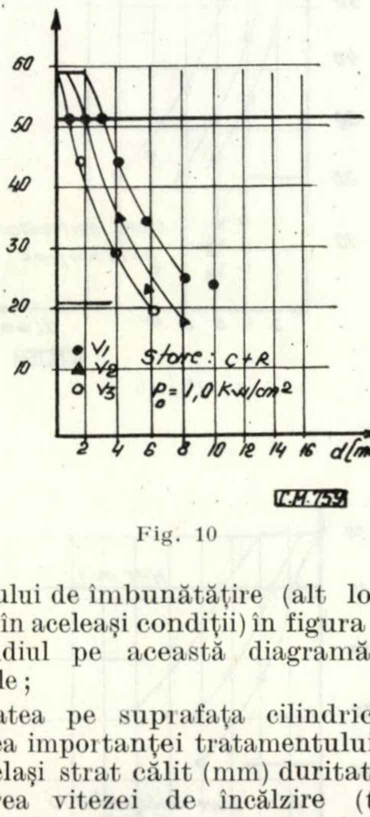


Fig. 10

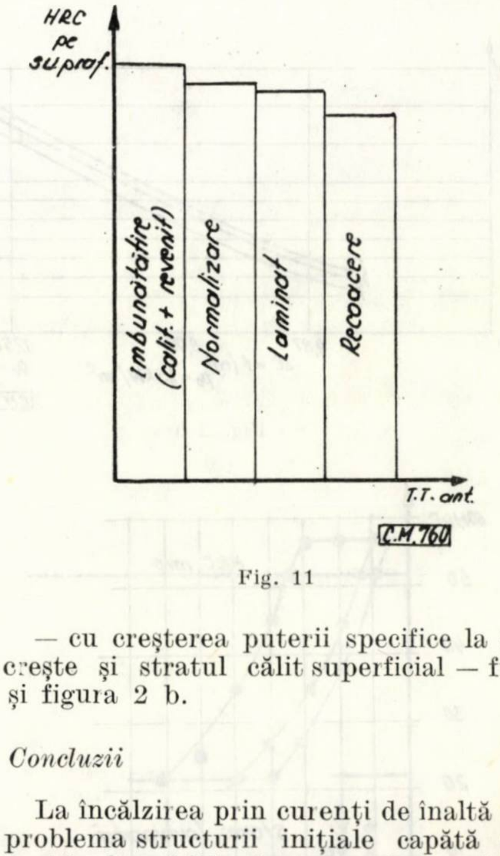


Fig. 11

Comparativ în aceleaşi condiţii, pentru p_0= 1,0 kW/cm² pentru epruvetele supuse anterior tratamentului de îmbunătăţire (alt lot, călite şi revenite în aceleaşi condiţii) în figura 10 şi 11.

Din studiul pe această diagramă rezultă următoarele ;

— duritatea pe suprafaţa cilindrică creşte cu creşterea importanţei tratamentului termic ;

— la acelaşi strat călit (mm) duritatea creşte cu creşterea vitezei de încălzire (timp de menţinere mic) pînă la aproximativ 1/3 din rază, după care duritatea este cea dată de structura de bază (neinfluenţată).

— la aceeaşi viteză de încălzire pentru p_0=ct, căderea de duritate la acelaşi strat (distanţa de la capătul călit) este evidentă şi este în funcţie de tratamentul termic anterior călirii superficiale.

— pentru aceeaşi duritate, rezultă straturi diferite pentru tratamente termice (anterioare călirii superficiale) diferite (structuri diferite), figura 1 a, 1 b.

— cu creşterea puterii specifice la generator creşte şi stratul călit superficial — figura 2. a. şi figura 2 b.

Concluzii

La încălzirea prin curenţi de înaltă frecvenţă problema structurii iniţiale capătă o importanţă deosebită deoarece în mod obişnuit, este însoţită de o viteză de încălzire extrem de mare şi în consecinţă, procesele de transformare a fazelor şi a difuziei sînt aici limitate într-un interval extrem de mic.

Cu cît este mai mare dispersia componentelor structurale, ale oţelului, cu atît mai repede se formează soluţia solidă şi cu atît mai repede se desăvîrşesc procesele difuziei, care contribuie la uniformizarea compoziţiei lui.

Se constată că la încălzirea prin inducţie este de dorit ca structura iniţială să fie sorbitică sau perlitică, de unde rezultă şi adîncimi de călire diferite.

— structura oţelului depinde în mod deosebit de temperatura şi viteza de încălzire prin inducţie cu cît viteza de încălzire este mai mare, cu atît structura oţelului în stratul călit va fi mai fină.

— este de dorit ca structura iniţială a oţelului să fie acea structură care să confere miezului proprietăţile cerute în exploatare, care să favorizeze proprietăţile de rezistenţă.

— structura iniţială trebuie să favorizeze transformările în stare solidă cînd acestea se călesc superficial, să ducă la o stare a tensiunilor favorabilă şi să elimine posibilităţile de formare a stratului moale (ferită în reţea în zona de tranziţie şi în strat) (fig. 1. b.).

În concluzie, lucrarea oferă posibilitatea obţinerii unui strat călit superficial şi duritate corespunzătoare în baza condiţiilor de tratament termic şi de călire superficială prin curenţi de înaltă frecvenţă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *N. Popescu*. Îndrumător pentru alegerea oţelurilor. Editura Tehnică. 1966

(2) *Gordin A. I.* Încălzire prin curent de înaltă frecvenţă. I.D.T.

(3) *I. Gorbulski, V. A. Ivanov*. Călirea prin inducţie a pieselor de autocamioane şi tractoare. I.D.T.

[4] *Mantea St., Dulămiţă T.* Teoria şi practica tratamentelor termice, Editura tehnică Bucureşti 1966.

◆

CZ 621.983.3.07

Cercetări privind raza de rotunjire a muchiei plăcii active a matriţelor de ambutisare cu inel plan de strîngere a semifabricatului

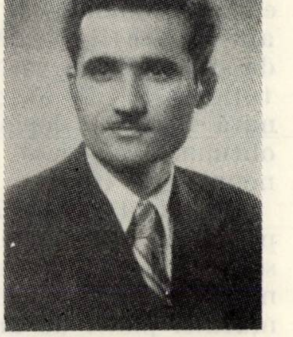
Dr. ing. Constantin ILIESCU – Universitatea Braşov

Dr. ing. Gheorghe BOANGIU – Universitatea Braşov

C. Iliescu

Constantin Iliescu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov în 1957. Este doctor inginer (acelaşi institut) din 1970. În prezent este conferenţiar la Universitatea din Braşov.

Gheorghe Boangiu a absolvit Facultatea de mecanică a institutului politehnic din Braşov în 1962. Este doctor inginer (acelaşi institut) din 1970. În prezent este conferenţiar la Universitatea din Braşov.



Gh. Boangiu

Raza de rotunjire a muchiei plăcii active constituie parametrul de bază în ceea ce priveşte desfăşurarea procesului de deformare plastică a semifabricatului la ambutisare. De mărimea acestei raze depind mai mulţi factori cum sînt :

1) tensiunile din materialul semifabricatului şi, implicit, mărimea forţei de ambutisare ;

2) mărimea coeficientului de ambutisare ;

3) formarea cutelor în flanşa semifabricatului ;

4) subţierea materialului ;

5) durabilitatea matriţei de ambutisare.

Cu cît raza de rotunjire a muchiei plăcii active a matriţelor de ambutisare cu inel plan de strîngere, pentru prima operaţie, va fi mai mare, cu atît mai mici vor fi tensiunile din material şi coeficientul de ambutisare, însă tendinţa de cutare a flanşei semifabricatului, după ce acesta se eliberează de sub inelul plan de strîngere, va fi mai mare. Deoarece în procesul de ambutisare formarea cutelor nu este admisă, raza de rotunjire a muchiei plăcii active se adoptă destul de mică, preferîndu-se un grad de deformare a semifabricatului mai mic, adică un coeficient de ambutisare mai mare.

În literatura tehnică de specialitate sînt date diverse relaţii empirice pentru determinarea mărimii razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare [1], [2], [3], [4]. Dintre acestea, aplicabilitate practică mai mare a dobîndit relaţia care dă raza de rotunjire a muchiei plăcii active r_m în funcţie de grosimea semifabricatului g [3].

$$r_m = kg, \tag{1}$$

unde :

$$k = 6\,.\,.\,10. \tag{2}$$

Valorile mici ale coeficientului k corespund semifabricatelor mai groase, iar valorile mari corespund semifabricatelor mai subţiri.

Relaţia (1) are neajunsul că nu ţine seamă şi de diametrul pieselor (d) ce urmează a fi obţinute prin ambutisare. Unele cercetări [5] au evidenţiat faptul că în cazul ambutisării pieselor cilindrice cu diametrul mai mic de 50... 60 mm, în special cînd pentru acestea se foloseşte tablă mai groasă, raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare calculată cu relaţia empirică (1) rezultă atît de mare încît semifabricatul se eliberează de sub inelul plan de strîngere înainte de a se deforma complet peste partea curbă (toroidală) a poansonului şi plăcii de ambutisare (fig. 1). Eliberarea semifabricatului de sub inelul de strîngere înainte de a se contura cît de cît forma piesei ce trebuie obţinută duce la deplasarea radială a acestuia, obţinîndu-se piese cu înălţime şi margini neuniforme (fig. 2).

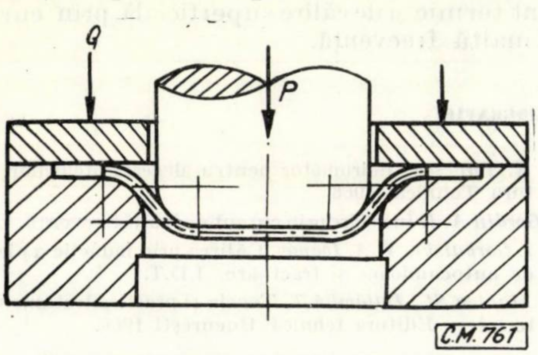


Fig. 1. Schema unei matriţe de ambutisare cu rază prea mare a muchiei plăcii active.

Experienţa practică de uzină i-a determinat pe unii specialişti din domeniul presării la rece să adopte, la proiectarea matriţelor, valori mai mici decît 6 g pentru raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare. În alte cazuri, proiectanţii au părăsit complet relaţia de calcul (1) şi se folosesc de relaţia (3) pe care o consideră mai completă [1];

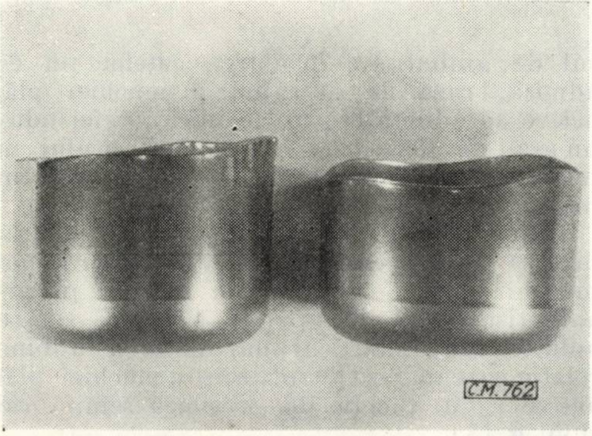


Fig. 2. Piese cu defecte de ambutisare ; înălţime şi margini neuniforme.

$$r_m = 0{,}8\sqrt{(D-d)\,g}, \qquad (3)$$

în care D este diametrul semifabricatului plan.

Deoarece între diametrul pieselor ambutisate şi diametrul semifabricatului plan există relaţia :

$$d = mD, \qquad (4)$$

rezultă că, implicit, relaţia (3) ţine seamă şi de coeficientul de ambutisare m.

Deşi relaţia (3) are în vedere parametrii geometrici principali care determină mărimea razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, ea prezintă acelaşi neajuns ca şi relaţia (1), însă pentru piese cu diametrul mai mic decît în primul caz.

Pentru prevenirea apariţiei defectelor arătate mai sus (fig. 2) este necesar a se cunoaşte raza maximă admisibilă de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare pentru care forma piesei este deja conturată cînd semifabricatul se eliberează de sub inelul de reţinere. În acest scop se foloseşte schema de calcul prezentată în figura 3. După cum se observă din această figură, în momentul eliberării de sub inelul de strîngere semifabricatul deformat se suprapune complet peste partea frontală a poansonului şi peste suprafaţa curbă a plăcii de ambutisare. În consecinţă, deplasarea sa radială nu mai este posibilă.

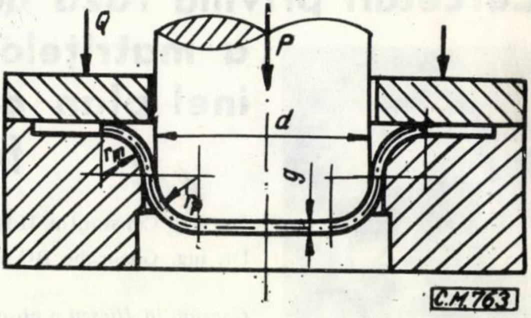


Fig. 3. Schema pentru calculul razei maxime admisibile a muchiei plăcii de ambutisare.

Raza maximă admisibilă de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare se determină analitic din condiţia ca suprafaţa semifabricatului deformat (fig. 3) să fie egală cu suprafaţa semifabricatului plan :

$$A_1 + A_2 + A_3 = A_s, \qquad (5)$$

unde : A_1 este suprafaţa parţială a semifabricatului suprapus peste partea curbă a plăcii de ambutisare ;

A_2 — suprafaţa parţială a semifabricatului suprapus peste partea curbă a poansonului ;

A_3 — suprafaţa parţială a semifabricatului suprapus peste partea plană frontală a poansonului ;

A_s — suprafaţa semifabricatului plan.

Exprimînd suprafeţele din relaţia (5) prin expresiile geometrice aferente [2] rezultă relaţia:

$$\frac{\pi}{2}\left[\pi(d+g)\left(r_m+\frac{g}{2}\right)+2{,}28\left(r_m+\frac{g}{2}\right)^2\right]+$$

$$+\frac{\pi}{4}\left[2\,\pi(d-2\,r_p)\left(r_p+\frac{g}{2}\right)+8\left(r_p+\frac{g}{2}\right)^2\right]+$$

$$+\frac{\pi}{4}(d-2\,r_p)^2=\frac{\pi\,D^2}{4}. \qquad (6)$$

Rezolvînd relaţia (6) se obţine:

$$9{,}12\,r_m^2+(2\,\pi\,d+1{,}54\,g)\,r_m-0{,}56\,r_v^2+$$

$$+(2{,}28\,d+1{,}72\,g)r_p+d^2+2\pi dg+7{,}42\,g^2-D^2=0 \qquad (7)$$

De obicei, raza maximă de rotunjire a muchie poansonului nu depăşeşte raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare. De aceea, se consideră:

$$r_p=r_m. \qquad (8)$$

Ţinîndu-se seamă de (4) şi (8), relaţia (7) obţine următoarea formă finală:

$$r_m^2+(d+2\,g)\,r_m+$$

$$+(0{,}73\,d+0{,}87\,g)g-\frac{d^2(1-m^2)}{8{,}56\,m^2}=0. \qquad (9)$$

La proiectarea unei anumite matriţe de ambutisare, diametrul pieselor, grosimea semifabricatului şi coeficientul de ambutisare se cunosc. Atunci raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare va fi dată de relaţia:

$$r_m=\frac{-(d+2g)}{2}\pm$$

$$\frac{\pm\sqrt{(d+2g)^2-4\left[\left(0{,}73d+0{,}87g)g-\frac{d^2(1-m^2)}{8{,}56\ m^2}\right)\right]}}{2}. \qquad (10)$$

Se observă că interes practic prezintă soluţia pozitivă a relaţiei (10) care în final are forma următoare:

$$r_m=0{,}5\left[\sqrt{\frac{d^2\,(1-m^2)}{2{,}14\,m^2}+1{,}08\,d\,g+0{,}52\,g^2}-(d+2\,g)\right]. \qquad (11)$$

Coeficientul de ambutisare se adoptă în funcţie de plasticitatea materialului semifabricatelor folosite pentru confecţionarea pieselor [3], [4]. Cînd piesele se confecţionează din tablă de oţel, coeficientul de ambutisare se adoptă:

$$m=0{,}6, \qquad (12)$$

iar cînd pentru confecţionarea pieselor se folosesc table laminate din metale neferoase (aluminiu, alamă şi cupru) coeficientul de ambutisare se adoptă mai mic;

$$m=0{,}55. \qquad (13)$$

Rezultă că, la ambutisarea pieselor din tablă de oţel, raza maximă de rotunjire a muchiei plăcii active se va calcula cu relaţia:

$$r_m=0{,}5\left[\sqrt{1{,}83\,d^2+1{,}08\,dg+0{,}52\,g^2}-(d+2\,g)\right], \qquad (14)$$

iar cînd piesele se vor ambutisa din table laminate din metale neferoase, raza maximă de rotunjire a muchiei plăcii active se va calcula cu relaţia

$$r_m=0{,}5\left[\sqrt{2{,}08\,d^2+1{,}08\,d\,g+0{,}52\,g^2}-(d+2\,g)\right]. \qquad (15)$$

Razele calculate cu relaţiile (14) şi (15), pentru unele diametre ale pieselor şi grosimi ale semifabricatelor mai uzuale, sînt prezentate în tabela 1 şi, respectiv, în tabela 2. Din aceste

Tabela 1

Nr. crt.	g, mm	d, mm 20	40	60	80	100	150	200
		r_m, mm						
1	0,6	3,0	6,6	10,2	13,5	17,2	25,8	35,0
2	1,0	2,7	6,3	9,8	13,2	16,8	25,4	34,6
3	1,5	2,3	5,9	9,4	13,0	16,4	25,0	34,2
4	2,0	1,9	5,5	9,0	12,5	16,0	24,6	33,8
5	3,0	1,1	4,7	8,2	11,6	15,2	23,8	33,0
6	4,0	0,3	3,9	7,4	10,8	14,4	23,0	32,2
7	5,0	—	3,1	6,6	10,0	13,6	22,2	31,4

Tabela 2

Nr. crt.	g, mm	d, mm 20	40	60	80	100	150	200
		r_m, mm						
1	0,6	4,0	8,4	12,8	17,2	21,5	32,8	43,8
2	1,0	3,6	8,0	12,4	16,8	21,2	32,4	43,4
3	1,5	3,2	7,6	12,0	16,4	20,8	32,0	43,0
4	2,0	2,8	7,2	11,6	16,0	20,4	31,6	42,6
5	3,0	2,0	6,4	10,8	15,2	19,6	30,8	41,8
6	4,0	1,2	5,6	10,0	14,4	18,8	30,0	41,0
7	5,0	0,4	4,8	9,2	13,6	18,0	29,2	40,2

tabele se observă că aplicarea relaţiei (1) pentru calculul razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, $r_m = r_m(g)$, este posibilă numai pentru confecţionarea pieselor cu diametrul mai mare. Aplicarea acestei relaţii şi în cazul ambutisării pieselor cu diametrul mai mic (vezi partea din stînga a tabelelor) face ca procesul de deformare a semifabricatului la ambutisare să nu se desfăşoare normal şi rebutarea pieselor este iminentă. Pentru a avea certitudinea că piesele ce se ambutisează vor fi de bună calitate este necesar a se compara mărimea razei de rotunjire a muchiei plăcii active prevăzute la proiectare, constructiv sau calculată cu una din relaţiile empirice existente, cu valoarea maximă admisibilă dată de relaţiile (14) sau (15), după cum piesele se ambutisează din tablă de oţel şi, respectiv, din tablă laminată din metale neferoase.

În cazul cînd $r_p \neq r_m$, raza maximă admisibilă de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare se va determina cu relaţii (7), indiferent de calitatea materialului semifabricatelor folosite pentru confecţionarea pieselor.

Trebuie menţionat faptul că, deşi multe din valorile razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare calculate cu relaţia (14) sau (15) sînt mai mici decît 6 g, totuşi acestea sînt verosimile în ceea ce priveşte utilitatea lor practică. De altfel aşa se şi explică renunţarea la unele relaţii empirice existente cînd diametrul pieselor este mai mic.

Utilizarea în practică a relaţiilor (14) şi (15) este incomodă. Pentru proiectare sînt indicate relaţii mai simple cu care să se lucreze mai operativ. În acest scop, se reprezintă grafic funcţia $r_m = r_m(d)$, pentru diverse valori ale lui g, cînd semifabricatele se confecţionează din tablă de oţel (fig. 4). După cum se observă din această figură pentru o anumită grosime a semifabricatelor, variaţia razei de rotunjire a muchiei plăcii active în funcţie de diametrul pieselor ambutisate este liniară. Aceeaşi variaţie există şi în cazul ambutisării pieselor din table din metale neferoase (fig. 5). În consecinţă relaţiile de verificare a razei de rotunjire maxime admisibile la plăcile de ambutisare ale matriţelor cu inel plan de strîngere a semifabricatului sînt cele prezentate în tabela 3.

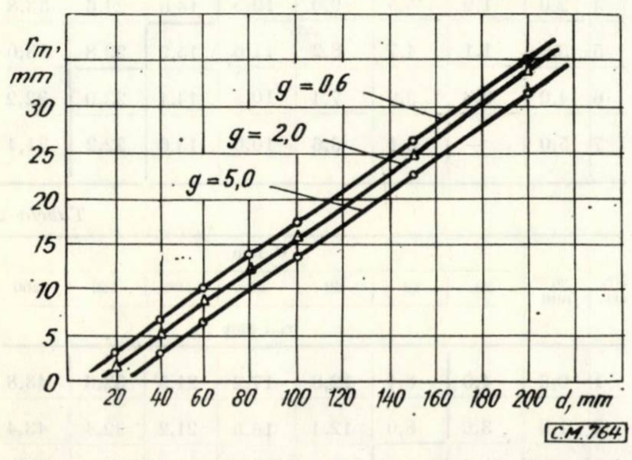


Fig. 4. Variaţia razei plăcii active în funcţie de diametrul pieselor ambutisate din tablă de oţel.

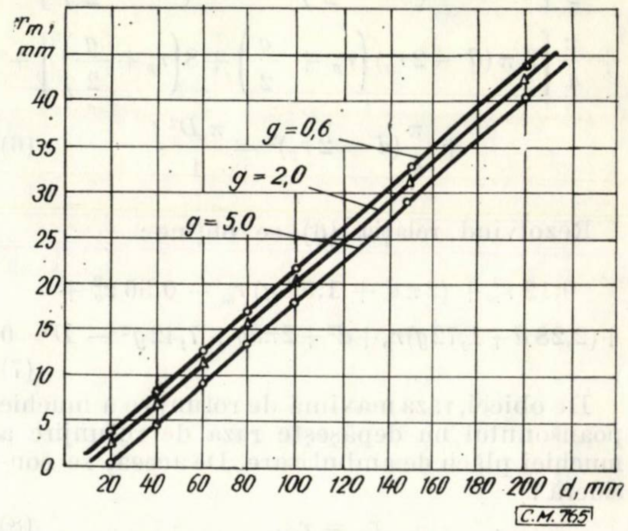


Fig. 5. Variaţia razei plăcii active în funcţie de diametrul pieselor ambutisate din tablă de aluminiu, alamă sau cupru.

Tabela 3

Nr. crt.	g, mm	Materialul semifabricatelor	
		oţel	aluminiu, alamă, cupru
		r_m, mm	
1	0,6	0,18 d – 0,4	0,22 d – 0,4
2	1,0	0,18 d – 0,8	0,22 d – 0,8
3	1,5	0,18 d – 1,2	0,22 d – 1,2
4	2,0	0,18 d – 1,6	0,22 d – 1,6
5	3,0	0,18 d – 2,4	0,22 d – 2,4
6	4,0	0,18 d – 3,2	0,22 d – 3,2
7	5,0	0,18 d – 4,0	0,22 d – 4,0

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kaczmarek, E.* Praktische Stanzerei. Berlin. Springer, 1954.

[2] *Malov, A. N.* Tehnologhia holodnoi ştampovki. Moscova, Oboronghiz, 1963.

[3] *Romanovski, V. P.* Stanţarea şi matriţarea la rece. Bucureşti, Ed. tehnică, 1970.

[4] *Sofman, L. A.* Teoriia i rasciotî proţessov holodnoi ştampovki. Moscova, Maşinostroienie, 1964.

[5] *Iliescu, C.* Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă folosind matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor: În: Construcţia de Maşini, nr. 5, 1968.

* * *

CZ 621.914.6–233.1 :621.833

Contribuţii la calculul dinamic al arborelui principal de la maşinile de frezat roţi dinţate cu freza-melc

Dr. ing. Constantin MINCIU — Institutul politehnic – Bucureşti

1. *Consideraţii generale*

Arborele principal constituie unul din cele mai importante organe din construcţia unei maşini-unelte. Mai mult decît atît, la maşinile de frezat roţi dinţate cu freză-melc precizia ei este influenţată foarte mult de rigiditatea dinamică a arborelui.

Lucrarea de faţă îşi propune să stabilească unele relaţii de calcul de proiectare şi în special de verificare a arborelui principal de la aceste maşini-unelte ţinînd seamă de solicitările dinamice la care este supus, problemă ce nu este tratată în literatura de specialitate.

În literatura tehnică sînt cunoscute metode de calcul organologic al unui arbore principal solicitat static la un moment de torsiune şi de încovoiere considerat constant. În realitate, eforturile de aşchiere sînt variabile în limite foarte largi. În cazul frezării cu freză-melc, momentele forţelor de aşchiere au variaţii ce pot ajunge pînă la 50% din valoarea momentului mediu. Spre exemplu, în cazul prelucrării unei roţi dinţate cu $m = 3$ mm; $z = 50$ dinţi, $v_{aş} = 24$ m/min, $s = 1{,}16$ mm/rot, momentul forţelor de aşchiere maxim este de 1275 kgfcm, iar cel minim de 375 kgfcm, roata fiind confecţionată din OLC 45[3]. Din acest exemplu se poate vedea că a dimensiona un arbore principal la solicitări statice reprezintă o eroare grosolană.

Avînd ca bază datele obţinute în urma calculului la solicitări statice, vom căuta să determinăm unele relaţii ţinînd seamă de solicitările dinamice ce apar în procesul de aşchiere, cu ajutorul cărora să se poată verifica arborele principal atît din punct de vedere al rezistenţei materialului cît şi din punct de vedere al deformaţiilor elastice ce le suferă, ştiut fiind că acestea din urmă influenţează într-o foarte mare măsură precizia lanţului cinematic de rulare al maşinii de frezat roţi dinţate cu freză-melc. În plus, calculul ce se prezintă poate servi ca bază de pornire la alegerea volantului ce se găseşte în lanţul cinematic principal la maşini de frezat.

2. *Calculul dinamic.*

Calculul dinamic comportă cîteva etape principale, dintre care cele mai importante sînt: determinarea schemei dinamice de calcul şi determinarea momentelor perturbatoare care întreţin vibraţiile forţate din lanţul cinematic principal.

Schema dinamică de calcul. Indiferent de schema cinematică a lanţului cinematic principal, se poate considera că subansamblul arborelui principal al maşinii de frezat roţi dinţate cu freză-melc este un sistem dinamic cu două grade libertate solicitat la torsiune, aşa cum se arată în figura 1, în care:

J_f, J_v reprzintă momentul de inerţie al sculei şi al volantului;

K_f, K_v — constantele elastice ale arborilor pe care se găsesc freza-melc şi volantul;

M_{var} — momentul de torsiune variabil al forţelor de aşchiere.

Observaţii. Pentru mărirea preciziei de calcul, în constantele elastice ale celor doi arbori K_f şi K_v se pot introduce şi constantele elastice ale îmbinărilor cu pană, ale lagărelor, ale angrenajelor, toate reduse la axele celor doi arbori, amănunte suplimentare găsindu-se în lucrările [4] şi [5].

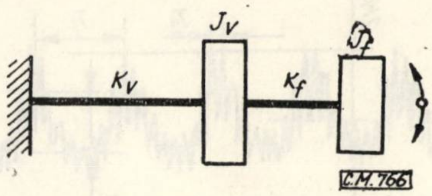


Fig. 1

Alegerea schemei dinamice de calcul cu două grade de libertate este motivată prin aceea că momentul de inerţie al frezei-melc şi al volantului sînt mult mai mari decît ale celorlalte organe în mişcare de rotaţie.

Momentele forţelor perturbatoare care solicită dinamic arborele principal sînt reprezentate în figura 1 prin M_{var}.

Aceste momente sînt ale forţelor de aşchiere. În figura 2 au fost reprezentate cîteva diagrame de variaţie a momentelor forţelor de aşchiere pentru cazuri diferite. Momentul forţelor de aşchiere poate fi descompus în două componente; o componentă medie (constantă) M_m, care este anulată de către cuplul motor, şi o componentă variabilă M_{var}, care se suprapune peste componenta constantă şi care întreţine vibraţiile forţate solicitînd dinamic arborele principal:

$$M_{aş} = M_m + M_{var}. \qquad (1)$$

În calculul dinamic interesează numai componenta variabilă, de aceea ne vom ocupa numai de aceasta.

Măsurarea momentelor de torsiune a fost făcută cu ajutorul dornurilor tensometrice, amănunte suplimentare găsindu-se în lucrarea [3].

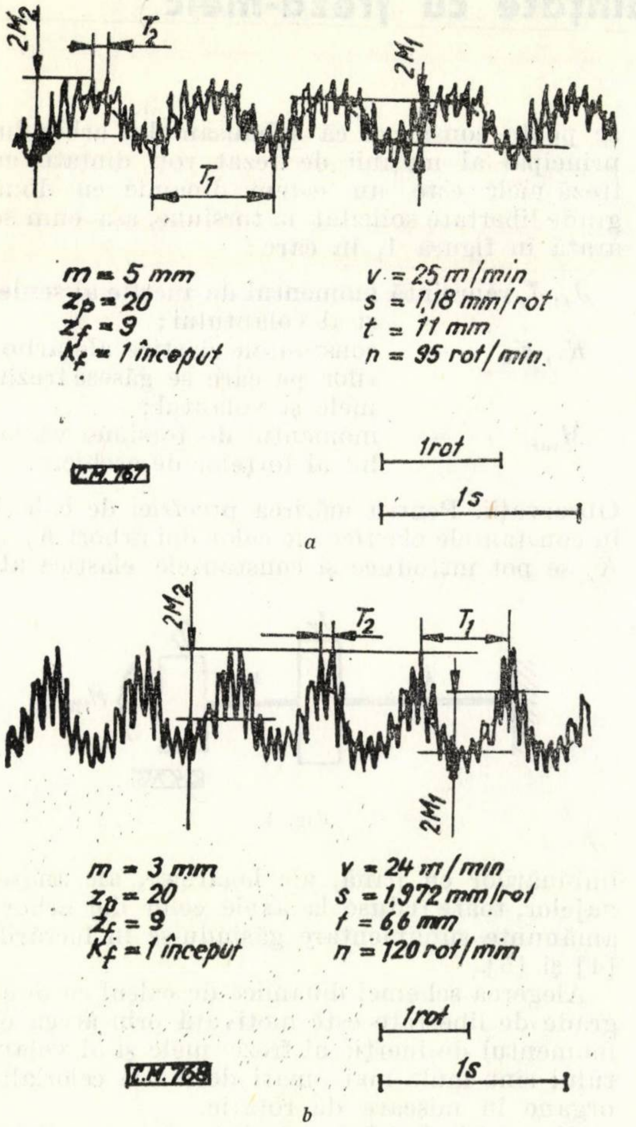


Fig. 2

Din diagramele din figura 2 se poate scrie momentul variabil M_{var} sub formă armonică (fie folosind analiza armonică cu ajutorul seriilor Fourier [1]).

Se poate observa că peste o sinusoidă de perioadă T_1 se suprapune o sinusoidă de perioadă T_2:

$$T_1=\frac{60}{n_f}; \qquad T_2=\frac{60}{z_f \cdot n_f}, \tag{2}$$

în care n_f reprezintă turația frezei în rot/min, iar z_f—numărul de dinți ai acesteia.

Corespunzător acestor perioade, pulsațiile momentelor perturbatoare sînt:

$$\beta_1 = 2\pi\frac{n_f}{60}; \qquad \beta_2 = 2\pi\frac{z_f n_f}{60} \text{ [rad/s]}. \tag{3}$$

Dacă se notează amplitudinile celor două momente (considerate armonice) cu M_1 și M_2, atunci momentul variabil M_{var} va fi scris (fig. 2):

$$M_{var} = M_1 \sin \beta_1 t + M_2 \sin \beta_2 t. \tag{4}$$

Aceste două momente perturbatoare vor da naștere unor mișcări forțate armonice în care armonica de ordinul 1 va avea pulsația β_1, iar armonica de ordinul z_f va avea pulsația β_2.

Calculul dinamic comportă două aspecte:

a) determinarea pulsațiilor proprii (naturale) ale sistemului, necesare stabilirii cazului de instabilitate dinamică (rezonanță);

b) determinarea ecuațiilor vibrațiilor forțate, necesare stabilirii deformațiilor elastice dinamice și a eforturilor dinamice care încarcă arborele principal.

a) Determinarea pulsațiilor proprii se face plecînd de la ecuațiile de mișcare în care membrul drept este nul. Notînd cu φ_f și φ_v unghiurile de rotire ale celor două mase față de poziția de echilibru, atunci ecuațiile diferențiale de mișcare a sistemului sînt:

$$\begin{aligned} J_v \ddot{\varphi}_v + (K_v + K_f)\,\varphi_v - K_f\,\varphi_f &= 0,\\ J_v \ddot{\varphi}_f - K_f\,\varphi_v + K_f\,\varphi_f &= 0, \end{aligned} \tag{5}$$

ale căror soluții sînt de forma

$$\begin{aligned} \varphi_{0v} &= A_{v0} \cos pt,\\ \varphi_{0f} &= A_{f0} \cos pt. \end{aligned} \tag{6}$$

Introducînd soluțiile (6) în ecuațiile (5) se obține ecuația pulsațiilor proprii sub forma determinantului:

$$\Delta(p^2) \equiv \begin{vmatrix} K_v + K_f - J_v p^2 & -K_f \\ K_f & K_f - J_f p^2 \end{vmatrix} = 0 \tag{7}$$

sau:

$$J_v J_f (p^2)^2 - [(K_v + K_f)J_f + K_f J_v]\,p^2 - K_f^2 = 0, \tag{7'}$$

din rezolvarea căreia se determină pulsațiile proprii ale sistemului dinamic din figura 1. Pentru a nu apărea instabilitatea dinamică (rezonanța) este necesar ca fenomenele perturbatoare și în cazul nostru forțele de așchiere, să nu aibă pulsații egale cu cele proprii ale sistemului date de ecuația de mai sus.

b) Ecuațiile de mișcare în cazul vibrațiilor forțate sînt ecuațiile (5) în care apare membrul drept sub forma relațiilor (4), adică:

$$\begin{aligned} J_v \ddot{\varphi}_v + (K_v + K_f)\,\varphi_v - K_f\,\varphi_f &= 0\\ J_f \ddot{\varphi}_f - K_f\,\varphi_v + K_f\,\varphi_f &= M_1 \sin \beta_1 t + M_2 \sin \beta_2 t. \end{aligned} \tag{8}$$

După cum se vede din ecuaţiile de mai sus, mişcările vor avea două pulsaţii distincte β_1 şi β_2. Soluţia sistemului (5) la care se adaugă vibraţia forţată ;

$$\begin{aligned} \varphi_v &= A_{v0} \cos pt + A_{v1} \cos \beta_1 t + A_{v2} \cos \beta_2 t, \\ \varphi_f &= A_{f0} \cos pt + A_{f1} \cos \beta_1 t + A_{f2} \cos \beta_2 t. \end{aligned} \tag{9}$$

Primul membru (vibraţiile proprii) se amortizează rămînînd doar mişcarea forţată. Amplitudinile celor două mişcări sînt date de următoarele relaţii :

$$\begin{aligned} A_{v1} &= \frac{\Delta(V_1)}{\Delta(\beta_1)}; \qquad Av_2 = \frac{\Delta(V_2)}{\Delta(\beta_2)}; \\ A_{f1} &= \frac{\Delta(F_1)}{\Delta(\beta_1)}; \qquad A_{f2} = \frac{\Delta(F_2)}{\Delta(\beta_2)}, \end{aligned} \tag{10}$$

în care $\Delta(\beta_1)$ şi $\Delta(\beta_2)$ reprezintă determinantul $\Delta(p^2)$ în care se înlocuieşte p^2 prin β_1^2, respectiv β_2^2, iar $\Delta(V_1)$, $\Delta(V_2)$, $\Delta(F_1)$ şi $\Delta(F_2)$ reprezintă determinantul $\Delta(\beta_1)$, respectiv $\Delta(\beta_2)$, în care se înlocuieşte coloana corespunzătoare momentului de inerţie al volantului sau frezei cu vectorul coloană al momentelor perturbatoare :

$$\mathfrak{M}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ M_{1(2)} \end{bmatrix} \tag{11}$$

Prin urmare, determinantul $\Delta(\beta_1)$ sau $\Delta(\beta_2)$ va fi :

$$\Delta(\beta_{1(2)}) = \begin{vmatrix} K_v + K_f - J_v\beta_{1(2)}^2 & K_f \\ -K_f & K_f - J_f\beta_{1(2)}^2 \end{vmatrix} \tag{12}$$

determinantul $\Delta(V_{1(2)})$ va fi : 0

$$\Delta(V_{1(2)}) = \begin{vmatrix} 0 & -K_f \\ M_{1(2)} & K_f - J_f\beta_{1(2)}^2 \end{vmatrix} \tag{13}$$

iar determinantul $\Delta(F_{1(2)})$ va fi :

$$\Delta(F_{1(2)}) = \begin{vmatrix} K_v + K_f - J_v\beta_{1(2)}^2 & 0 \\ -K_f & M_{1(2)} \end{vmatrix} \tag{14}$$

Cu relaţiile de mai sus se pot calcula amplitudinile mişcărilor forţate date sub forma ecuaţiilor (9) :

$$\begin{aligned} A_{v1(2)} &= \frac{-K_f M_{1(2)}}{J_v J_f \beta_{1(2)}^4 - [(K_v + K_f)J_f + K_f J_v]\beta_{1(2)}^2 - K_f^2}, \\ A_{f1(2)} &= \frac{[K_v + K_f - J_v\beta_{1(2)}^2]M_{1(2)}}{J_v J_f \beta_{1(2)}^4 - [(K_v + K_f)J_f + K_f J_v]\beta_{1(2)}^2 - K_f^2}. \end{aligned} \tag{15}$$

Amplitudinile de mai sus sînt unghiuri de rotire în dreptul maselor J_v şi J_f. Interesează în mod deosebit amplitudinea unghiulară de la freza melc din două motive : al preciziei de prelucrare [4] şi din punct de vedere organologic şi al rezistenţei mecanice. Această amplitudine se poate compara cu deformaţia statică θ_0 în aceeaşi secţiune dată de momentul mediu M_m :

$$\theta_0 = \frac{M_m}{K_f}. \tag{16}$$

Deoarece momentele M_m şi $M_{1(2)}$ sînt comparabile şi deformaţiile θ_0 şi $A_{f1(2)}$ sînt comparabile, şi eforturile unitare sînt comparabile.

Prin urmare, peste efortul unitar constant se suprapune o componentă variabilă a cărei mărime nu este neglijabilă. Pentru a realiza un calcul corect de rezistenţă este necesar a se ţine seamă şi de deformaţiile suferite în urma efectelor dinamice ale forţelor de aşchiere.

Pot exista cazuri în care una din armonici să fie neglijată în calcule datorită valorii reduse a amplitudinii momentului perturbator, în comparaţie cu valoarea medie şi cu cealaltă armonică.

3. *Concluzii*

a) Dacă pentru un anumit regim de aşchiere dat sau ales (n_f, z_f, s, t), calculînd amplitudinile $A_{f1(2)}$, rezultă valori mari în comparaţie cu θ_0, înseamnă că trebuie modificate $M_{1(2)}$ sau $\beta_{1(2)}$ prin modificarea unuia sau mai multor parametri ai regimului de aşchiere.

b) Calculul dinamic expus mai sus poate servi şi la determinarea unui volant acordat (sau amortizor acordat) pe una din cele două pulsaţii β_1 sau β_2, sau poate servi la verificarea capacităţii de amortizare a unui volant existent în cazul prelucrării în anumite condiţii. Dacă volantul existent nu este acordat pe o pulsaţie apropiată de cea rezultată din regimul de aşchiere ales, este necesar a se face modificări în acest regim de aşchiere.

c) Pentru a evita pericolul rezonanţei este necesar ca pulsaţiile forţelor perturbatoare $\beta_{1(2)}$ să nu fie apropiate de pulsaţiile proprii p, deorece amplitudinile $A_{v1(2)}$ şi $A_{f1(2)}$ ar deveni infinite, numitorii celor două relaţii (15) devenind egali cu zero. Acest lucru este posibil acţionînd asupra pulsaţiilor β_1 şi β_2 modificînd n_f sau z_f.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* Măsurarea vibraţiilor mecanice. Ed. Tehnică, 1964.

[2] *Losev, S. A.* Okrutilnîh kolebaniah pri frezerovanie. În : Vestnik maşinostroienia, 43, 2, 1963.

[3] *Minciu, C.* Măsurarea eforturilor de aşchiere la frezarea cu freză melc modul. În : Construcţia de Maşini, nr. 4, 1971.

[4] *Minciu, C.* Influenţa deformaţiilor elastice asupra preciziei lanţului cinematic de rulare. Disertaţie IPB.

[5] *Rîvin, E. I.* Dinamika privoda stankov. Moskva, 1966.

[6] *Silaş, Gh.* Mecanică. Vibraţii. Ed. Didactică şi Pedagogică, 1967.

CZ 621–762 :681.2

Instalaţii pentru stabilirea sensibilităţii metodelor de determinare a pierderilor prin neetanşeitate

Dr. ing. Octavian OPRIŞ — Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii – Bucureşti

Octavian Opriş este absolvent al Facultăţii de mecanică a Institutului politehnic ,,Gh. Gheorghiu-Dej''—Bucureşti, din 1956 şi doctor inginer în specialitatea tehnologia construcţiilor de maşini, în 1971, la acelaşi institut. Din anul 1962 a desfăşurat o activitate de cercetare neîntreruptă, privind realizarea unor instalaţii de verificare a unor aparate de măsurat, standuri pentru verificări pneumatice a instalaţiilor mecanice sub presiune, probleme de tehnologie a manometrelor cu piston neetanş, pericolele legate de tăierea cu plasmă a metalelor, modul de formare a gazelor toxice sub acţiunea radiaţiilor ultraviolete etc. A elaborat 12 studii, a susţinut 9 comunicări ştiinţifice în ţară şi străinătate, a publicat 32 articole de specialitate în ţară şi peste hotare şi deţine 8 brevete de invenţii.

1. *Modul de punere a problemei*

Pentru asigurarea funcţionării fără defecţiuni şi a deservirii fără pericol a instalaţiilor mecanice sub presiune, proiectarea, construirea sau repararea acestor utilaje este supusă unui regim special, cu caracter obligatoriu, stabilit prin instrucţiuni elaborate de Inspectoratul pentru controlul siguranţei în funcţionare a cazanelor şi instalaţiilor de ridicat. Astfel, recipientele care lucrează cu fluide toxice sau combustibile cu punctul de inflamabilitate sub 100 °C trebuie să fie supuse la o probă de încercare cu aer sau cu gaz neutru la întreprinderea constructoare şi la întreprinderea deţinătoare în timpul exploatării acestor utilaje.

Deşi în prezent construcţia instalaţiilor mecanice sub presiune au o importanţă deosebită în cadrul economiei naţionale, atît în ceea ce priveşte nevoile industriei noastre cît şi în ceea ce priveşte exportul, problema verificărilor pneumatice a acestor utilaje nu a fost rezolvată în mod corespunzător, astfel că se apreciază ca necesară o analiză sumară a problemei acestor verificări.

2. *Analiza prescripţiilor*

În proiectele de execuţie a instalaţiilor mecanice sub presiune se întîlnesc diferite prescripţii pentru încercarea pneumatică a etanşeităţii, în cele mai multe cazuri indicîndu-se pentru aprecierea etanşeităţii o anumită scădere procentuală a presiunii de probă, într-un anumit interval de timp. Se mai întîlnesc şi unele prescripţii care prevăd ca eventualele scăpări prin neetanşeităţi să fie puse în evidenţă prin pîlpăirea unei flăcări plimbate în zona în care se verifică existenţa unor scăpări sau prescripţiile prin care nu se admite nici o scăpare prin neetanşeităţi prescripţii care au un caracter empiric deoarece nu pot exista metode absolute de verificare, toate metodele avînd un anumit grad de sensibilitate.

Pentru evitarea unor prescripţii de verificare a etanşeităţii care pot conduce la rezultate eronate sau care nu pot fi materializate este necesară în primul rînd cunoaşterea sensibilităţii metodelor actuale de verificare pneumatică a etanşeităţii. Alegerea unei metode de verificare cît mai corespunzătoare condiţiilor impuse va fi uşurată de prescrierea ,,pierderilor maxime admisibile'' în aceleaşi unităţi de măsură în care este exprimată şi sensibilitatea metodelor de verificare, astfel mărimea debitului pierderilor maxime admisibile şi pragul de sensibilitate al metodelor de verificare pot fi exprimate în ,,litri bar pe secundă''.

Stabilirea mărimii scăpărilor admisibile se poate face pe baza estimării economice a pierderilor, prin aprecierea pericolului de formare a unui amestec explosibil sau prin calculul posibilităţilor depăşirii concentraţiilor maxime admisibile din punct de vedere toxic.

Deoarece în prezent nu este cunoscută o metodă sau o instalaţie pentru determinarea sensibilităţii diferitelor metode de verificare a etanşeităţii, precum şi pentru verificarea periodică a sensibilităţii diferitelor aparate detectoare de scăpări se va prezenta în cadrul acestei lucrări schemele unor instalaţii care pot fi folosite la stabilirea sensibilităţii metodelor de verificare a pierderilor prin neetanşeităţi, mărimi pe baza cărora pot fi îmbunătăţite actualele prescripţii pentru verificarea pneumatică a etanşeităţii.

3. *Instalaţii pentru determinarea sensibilităţii metodelor de verificare pneumatică a etanşeităţii.*

Instalaţiile constau din simularea unor scăpări care pot să apară la instalaţiile mecanice sub presiune, cu ajutorul unor duze montate într-un recipient experimental, duze prevăzute cu orificii de diferite mărimi cunoscute astfel că folosind succesiv duze cu orificii din ce în ce mai mici se poate stabili pragul de sensibilitate al metodei respective prin stabilirea debitului minim de gaz ce poate fi detectat la trecerea printr-un anumit orificiu. Folosirea acestor instalaţii este deosebit de eficace pentru stabilirea sensibilităţii metodelor de verificare cu indicatori chimici şi a detectoarelor cu gaze trasoare introduse în vasul supus probei.

Instalaţia prezentată în schema din figura 1, constă dintr-un recipient *1*, în care se pot monta succesiv duze *2* cu orificii de diferite mărimi, care, avînd dimensiuni de ordinul micrometrilor, simulează porii sau fisurile ce pot apare la construcţia utilajului supus probei, un robinet cu trei căi *3* care permite introducerea aerului comprimat pînă la presiunea stabilită urmată de introducerea unei anumite cantităţi de gaz trasor dintr-o butelie de gaz *5*, atît presiunea aerului introdus cu ajutorul compresorului *4* cît şi a gazului trasor introdus din butelia *5* putînd fi controlată cu ajutorul unui manometru *6*, astfel ca prin introducerea pînă la anumite presiuni ale aerului şi apoi a gazului trasor să se poată obţine un anumit dozaj.

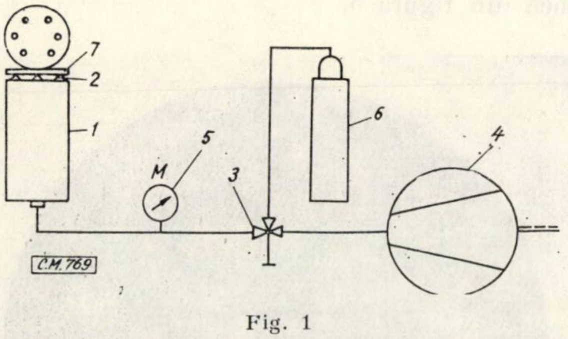


Fig. 1

În cazul în care se determină sensibilitatea unei metode de verificare cu indicatori chimici, deasupra duzelor *2* se aşează o bandă *7* îmbibată în soluţie revelatoare astfel încît la trecerea gazului trasor prin orificiile duzelor să se coloreze banda, indicînd locul scăpărilor. Sensibilitatea metodei este stabilită de debitul de scăpări minim care este evidenţiat într-un anumit interval de timp folosind duze cu orificii din ce în ce mai mici.

În schema din figura 2 este reprezentată o instalaţie adoptată determinării sensibilităţii metodelor de verificare a etanşeităţii prin folosirea unui detector şi a unui gaz trasor, schemă care constă dintr-un recipient *1* în care se pot monta succesiv duze *2* cu orificii de diferite mărimi, orificii care simulează porii sau fisurile ce pot apare la construirea diferitelor instalaţii mecanice sub presiune. Aerul comprimat este introdus în recipientul *1* cu ajutorul unui robinet cu trei căi *3* de la un compresor *4*, la o presiune măsurată cu un manometru *5*. După introducerea aerului comprimat la presiunea stabilită, se introduce dintr-o butelie *6* un gaz trasor (heliu, argon, freon etc.).

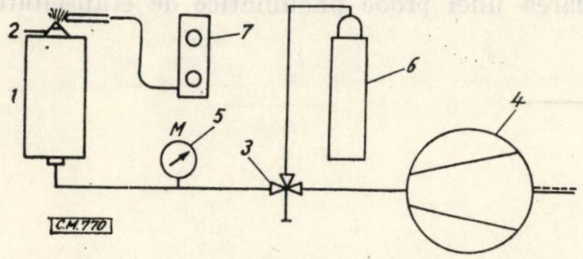


Fig. 2

Determinarea scăpărilor constă în a indica prezenţa gazului trasor cu jutorul unui detector *7* prin schimbarea succesivă a unor duze cu orificii din ce în ce mai mici, pînă la stabilirea duzei al cărei orificiu nu mai poate fi pus în evidenţă de detector şi astfel debitul de scăpări ce trece prin duza respectivă va reprezenta pragul de sensibilitate al metodei respective.

În cazul metodelor de verificare a etanşeităţii prin măsurarea scăderii presiunii într-o anumită perioadă de timp, determinarea sensibilităţii se poate face cu o instalaţie a cărei schemă este prezentată în figura 3.

Instalaţia prezentată în schema din figura 3 constă dintr-un recipient *1* în care se poate monta duze *2* cu orificii de diferite mărimi, un robinet *3* care permite introducerea aerului comprimat cu ajutorul unui compresor *4* pînă la presiunea stabilită, măsurată cu un manometru *5*.

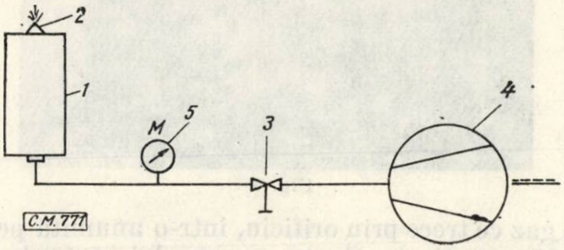


Fig. 3

După introducerea aerului comprimat se izolează recipientul *1* de restul instalaţiei prin închiderea robinetului *3* şi cu ajutorul manometrului *5* se urmăreşte scăderea presiunii în anumite perioade de timp, stabilindu-se astfel duza pentru care se pot sesiza variaţii ale presiunii, pentru diferite manometre. Pragul de sensibilitate pentru diferite aparate de măsurat, va fi dat de debitul de pierderi ce trece prin duza pentru care se poate sesiza scăderea presiunii într-o anumită perioadă de timp.

Cele trei tipuri de instalaţii prezentate pot fi folosite pentru determinarea sensibilităţii unei game largi de metode de verificare a etanşeităţii, au construcţii simple şi pot fi manipulate uşor.

4. *Determinări experimentale*

Una dintre problemele deosebit de dificile pentru realizarea acestor instalaţii este legată de confecţionarea unor duze cu orificii de ordinul micrometrilor, care să simuleze porii sau fisurile ce pot apare la construcţia instalaţiilor mecanice sub presiune.

Confecţionarea unor duze care să simuleze scăpările prin pori sau fisuri pot fi executate prin găurirea şi strîngerea succesivă a duzelor. Stabilirea dimensiunilor orificiilor se poate face prin calcul, pe baza măsurării cantităţii de gaz ce trece prin orificiu, într-o anumită perioadă de timp. Captarea gazului scăpat se poate face cu ajutorul unei substanţe spumante sau cu ajutorul unei membrane elastice din cauciuc, aşezate deasupra duzei în care să se acumuleze gazul pierdut într-o anumită perioadă de timp.

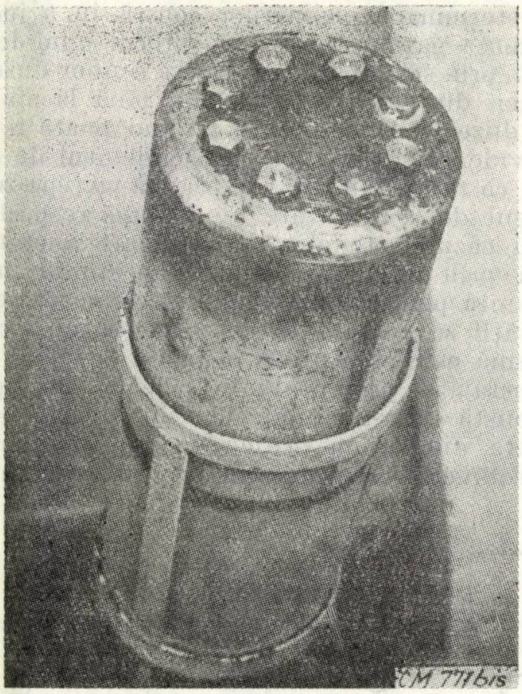


Fig. 4

În figura 4, se prezintă o imagine a unor asemenea duze montate pe un recipient experimental, duze care au orificii de mărimi diferite şi care au fost folosite la stabilirea sensibilităţii unei metode de verificare a etanşeităţii cu indicatori chimici.

Unele experimentări au constat în introducerea în interiorul recipientului a unui amestec 4–6% amoniac gazos în aer şi prin aşezarea deasupra duzelor a unei hîrtii de filtru îmbibată în soluţie de roşu de metil. Scăpările de amoniac au fost indicate prin colorarea hîrtiei de filtru, petele de culoare fiind proporţionale cu mărimea scăpărilor, aşa cum se vede şi în imaginea din figura 5.

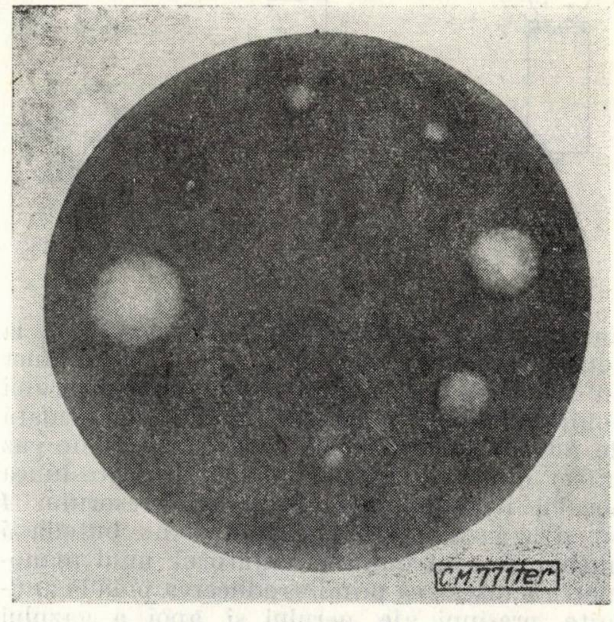


Fig. 5

Cu o instalaţie similară celei prezentate schematic în figura 2, folosind duze cu mărimi între 0,9 şi 8 micrometri a fost verificată sensibilitatea unui detector cu debitmetru de ionizare construit de firma vest-germană „Leybold''.

În concluzie se apreciază că aceste metode de stabilire a sensibilităţii metodelor de verificare a pierderilor prin neetanşeităţi pot fi aplicate fără dificultăţi în cadrul întreprinderilor specializate în construirea instalţiilor mecanice sub presiune, la care este necesară efectuarea unei probe pneumatice de etanşeitate.

◆

CZ 536.51

Elemente termosensibile cu fluid

Ing. Doru PALADE — CCPMFS – Bucureşti

Ing. Madleine GHIORGHIU — CCPMFS – Bucureşti

Doru Palade a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic — Bucureşti în anul 1959. Din anul 1971 este şef de atelier proiectare la Centrul de cercetări şi proiectări mecanică fină şi scule din Bucureşti.

Madleine Ghiorghiu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic — Bucureşti în anul 1971. În prezent lucrează la Centrul de cercetări proiectări mecanică fină şi scule din Bucureşti.

În majoritatea proceselor tehnologice, măsurările de temperatură între limitele —150 °C ..., + 1 500°C se fac în mod curent prin diferite metode, funcţie de aparatele de măsurat utilizate, respectiv de principiul de funcţionare a acestora. În diagrama din figura 1 sînt reprezentate domeniile de temperatură acoperite de principalele tipuri de aparate de măsurare folosite în tehnica actuală. Din figură se poate observa că grupa termomanometrelor — aparate care utilizează elemente sensibile umplute cu gaze, lichide sau vapori — acoperă un domeniu relativ restrîns. Totuşi simplitatea construcţiei, preţul de cost scăzut, siguranţa în exploatare şi întreţinerea uşoară fac ca acestea să fie utilizate pe scară largă în industrie.

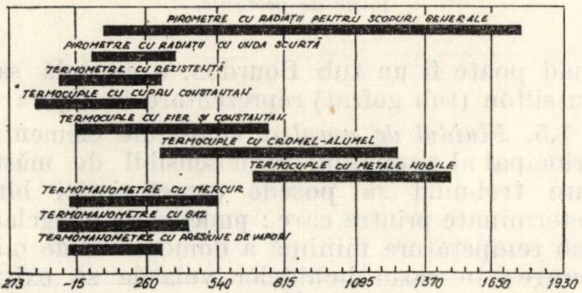


Fig. 1. Domeniul de temperatură acoperit de aparate de măsură cu principii de funcţionare diferite.

1. *Părţile componente ale unui element termosensibil*

Un astfel de element se compune din următoarele părţi: sondă, tub capilar, racord de fixare, element sensibil elastic şi fluid de umplere.

Sonda cufundată în mediul a cărui temperatură dorim să o măsurăm face ca variaţiile de temperatură să se transmită fluidului de umplere (gaz, lichid sau vapori) şi acesta prin tubul capilar transmite variaţiile volumului său la elementul sensibil elastic, cuplat la sistemul de măsurare sau semnalizare.

1.1. *Sonda îndeplineşte* rolul de rezervor al fluidului de umplere, al cărui volum sau presiune variază în funcţie de variaţiile temperaturii mediului în care este cufundată sonda. Acest element se poate realiza sub o multitudine de forme constructive, după cum rezultă din figura 2, dictate de: condiţiile de montaj,

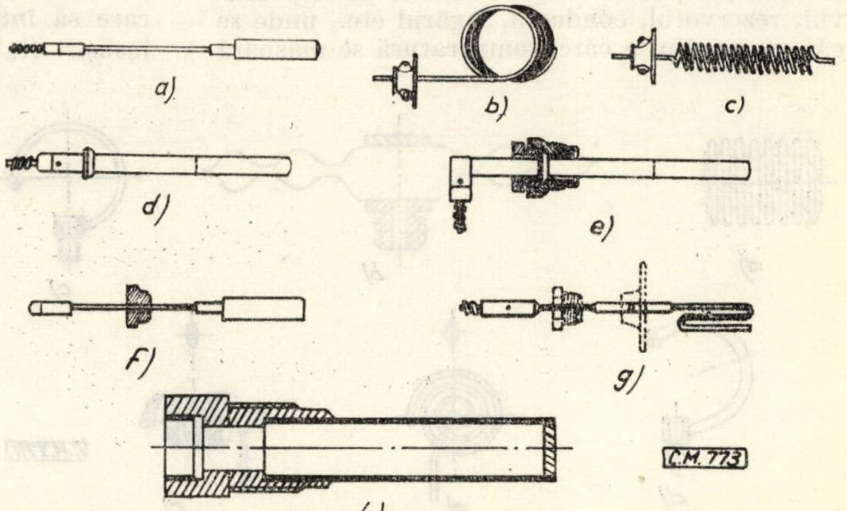


Fig. 2. Tipuri constructive de sonde:

2a — sondă de tip normal; *2b* — sondă capilară cu extensie flexibilă; *2c* — sondă capilară performată; *2d* — sondă cu extensie rigidă; *2e* — sondă de conectare; *2f* — sondă cu racord mobil; *2g* — sondă cu timp de răspuns rapid; *2h* — manta de protecţie.

caracteristicile de măsurare, fluidul de umplere, protecţia necesară etc. Astfel, sondele capilare din figurile 2 b şi 2 c se utilizează în cazul gazelor sau vaporilor saturaţi. În figura 2 d, este reprezentată o sondă cu extensie, rigidă, utilizată în cazul elementelor termosensibile cu mercur. La acest tip de sondă se poate aplica un sistem de articulaţie pentru măsurarea temperaturii în lagăre (fig. 2 e). Dacă există condiţii dificile de transfer de căldură, în special la măsurarea temperaturii aerului, mediilor gazoase, lichidelor cu viteză de curgere scăzută se poate utiliza un tip de sondă cu timp rapid de răspuns (fig. 2 g). Pentru protecţia împotriva mediilor corozive, abrazive, erozive, a loviturilor, presiunilor ridicate etc. sonda se prevede cu o manta (fig. 2 h). Sondele se confecţionează din cupru, oţel carbon, oţel inoxidabil sau aliaje speciale. Mantalele de protecţie se prevăd din materiale rezistente la acţiunea mediului în care trebuie introdusă sonda, pentru protejarea acesteia. Se va avea în vedere ca materialul din care se confecţionează mantaua de protecţie să se utilizeze în dependenţă de condiţiile de temperatură şi presiune ale mediului de măsurare după cum rezultă din diagrama din figura 3.

1.2. *Tubul capilar* are rolul de a face legătura între sondă şi elementul sensibil elastic. Diametrul interior se alege în general între limitele 0,8–2 mm. Materialul utilizat pentru confecţionarea tubului capilar este cupru sau oţel inoxidabil. Pentru protecţie, în locurile unde tubul capilar este expus strivirii, ruperii sau loviturilor, se înveleşte într-o manta de protecţie confecţionată din sîrmă sau bandă de bronz, oţel inoxidabil, material plastic etc. În cazul în care elementul sensibil elastic se găseşte în imediata vecinătate a mediului de măsurare, sonda se cuplează direct la acesta fără tub capilar.

1.3. *Racordul de fixare* are un rol secundar şi serveşte pentru fixarea sondei pe dispozitivul, rezervorul, conducta, lagărul etc., unde se găseşte mediul a cărei temperatură se măsoară asigurînd etanşarea şi rigiditatea necesară. Poate fi racord filetat sau flanşă.

1.4. *Elementul sensibil* elastic în cazul utilizării dispozitivelor termosensibile umplute cu fluid poate fi un tub Bourdon, o capsulă sau un silfon (tub gofrat) reprezentate în figura 4.

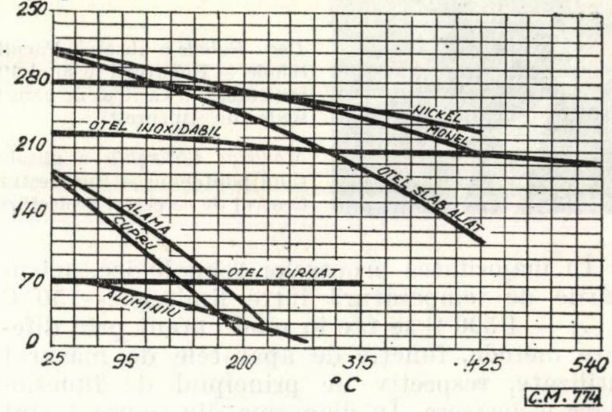


Fig. 3. Domeniile de temperatură şi presiune pentru mantalele de protecţie.

1.5. *Fluidul de umplere* constituie elementul principal al sistemului termosensibil de măsurare trebuind să posede caracteristici bine determinate printre care : punctul de congelare sub temperatura minimă a domeniului de măsurare ; în cazul lichidelor volatile să existe o presiune joasă de vapori la orice temperatură din domeniu ; stabilitate în timp ; vîscozitate sub 50 cP ; în măsura în care este posibil să fie nehigroscopic ; să nu aibă tendinţă de gelatinizare ; să prezinte punct de fierbere şi nu domeniul de fierbere ; preţ de cost scăzut.

Desigur este greu de imaginat că un singur fluid ar putea întruni toate însuşirile menţionate în domeniul maxim $-50°C \ldots +600°C$. De aceea se recomandă ca pentru un anumit domeniu bine determinat să se aleagă un fluid care să întrunească cît mai multe din aceste însuşiri (tabela 1).

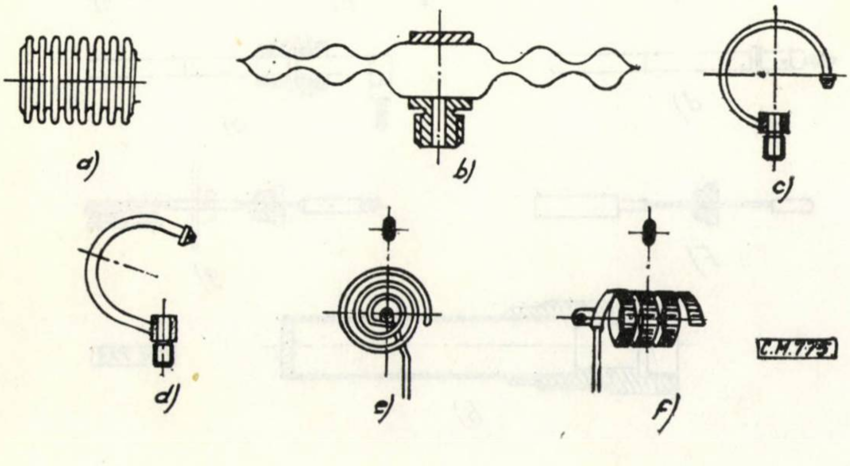


Fig. 4. Elemente sensibile elastice :

4a – silfon (tub gofrat) ; *4b* – capsulă ; *4c* – tub Bourdon la 270° ; *4d* – tub Bourdon în formă de U ; *4e* – tub Bourdon spirală ; *4f* – tub Bourdon elicoidal

Tabela 1

Fluidul de umplere	T_{min} °C	T_{max} °C
Mercur	−40	600
Amalgam de thaliu	−55	600
Alcool	−50	320
Xilen	−40	320
Hexan	−80	320
Etan, propan	−40	0
Clorură de metil	0	120
Clorură de etil	30	150
Butan	20	150
Eter etilic	60	160
Apă	120	200
Alcool etilic	100	220
Toluen	150	250
Anilină	200	350

2. *Utilizarea elementelor termosensibile cu fluid şi influenţa factorilor externi asupra funcţionării acestora*

Pe baza utilizării elementelor termosensibile cu fluid se realizează în principal două grupe de aparate :

— Aparate indicatoare denumite termomanometre la care se utilizează ca element sensibil elastic tubul Bourdon de diverse forme (v. fig. 4). În mod secundar se ataşează în caz de necesitate contacte de semnalizare sau traductori rezistivi de rotaţie pentru semnalizări la distanţă.

— Aparate traductoare cu funcţia de releu de temperatură denumite termostate la care elementul elastic, sensibil este un silfon sau în cazuri mai rare o capsulă (fig. 4). Termostatele sînt prevăzute cu contacte electrice pentru semnalizare sau comandă la distanţă.

În timpul funcţionării unui aparat prevăzut cu element termosensibil cu fluid, variaţia temperaturii mediului ambiant influenţează direct asupra volumului interior al tubului capilar şi elementului sensibil elastic, provocînd erori apreciabile. Dacă acestea au importanţă mai mică în cazul termostatelor totuşi nu pot fi nejlijate la aparatele de tip indicator. Problema compensării influenţei variaţiei temperaturii mediului înconjurător asupra elementului termosensibil constituie una dintre preocupările de bază ale constructorilor de aparate. Practic elementele termosensibile utilizate în prezent se pot grupa conform tabelei 2.

Fiecare din aceste tipuri constructive prezintă avantaje şi dezavantaje. Astfel, elementele umplute cu lichid sînt în general aparate precise obţinîndu-se la o variaţie de numai 0,1 cm^3 a volumului lichidului de umplere o deplasare de 100% a acului indicator. Cînd este posibil să se realizeze un aparat cu tub capilar de dimensiuni reduse, atunci nu mai este necesară o altă compensare faţă de variaţiile temperaturii mediului decît cel mult un element bimetalic intercalat în lanţul cinematic al mecanismului indicator. Dacă acest lucru nu este posibil, se aplică o compensare totală montîndu-se un alt element termosensibil antagonist (fără sondă) ca în figura 5. La elementele termosensibile cu vapori nu este necesară o corecţie în funcţie de temperatura mediului ambiant, deoarece presiunea din tubul capilar şi elementul elastic depinde numai de presiunea vaporilor saturaţi din rezervor (sondă) şi aceasta variază numai în funcţie de variaţia temperaturii măsurate. Totuşi în funcţie de cele patru categorii indicate în tabela 2 la elementele termosensibile cu vapori, se iau măsuri

Tabela 2

Nr. crt.	Fluidul de umplere	Domeniul de temperatură acoperit	Sistemul de compensare utilizat
1	Lichid	−50. . . +300°C	— Cu compensare totală — Cu compensare parţială
2	Vapori saturaţi 2a— temperaturi superioare mediului înconjurător	pînă la +160°C	— Sondă de volum normal
	2b— temperaturi inferioare mediului înconjurător	pînă la −45°C	— Sondă cu volum mic
	2c— temperaturi superioare sau inferioare mediului înconjurător	0. . . +50°C	— Sonde de volum mare
	2d— temperaturi superioare, inferioare sau egale cu a mediului înconjurător	−35. . . +35°C	— Cu lichid de transmisie
3	Gaz	−75. . . +300°C	— Cu compensare totală — Cu compensare parţială
4	Mercur	−40. . . +600°C	— Cu compensare totală — Cu compensare parţială

corespunzătoare la umplerea sondelor, ca în figura 6 avîndu-se în vedere ca în toate cazurile suprafaţa de separaţie între lichidul volatil şi vaporii saturaţi să fie în interiorul sondei chiar la limita domeniului. În cazul în care se doreşte acoperirea unui domeniu mai larg, inclusiv temperaturile egale cu cele ale mediului ambiant se utilizează un „lichid de transmitere" (apă cu glicerină) avînd grijă ca lichidul volatil să nu intre în reacţie cu acesta (eter etilic sau metilic, propan, butan). Elementele umplute cu gaz dau rezultate bune dacă se dimensionează corespunzător volumul sondei. În cazul în care volumul capilarului şi al elementului elastic reprezintă 1 % din volumul sondei, erorile de temperatură cauzate de mediu devin neglijabile. La aceste tipuri compensarea cea mai des întîlnită este de tip element bimetalic (fig. 5). Ultima categorie de elemente termosensibile — cele umplute cu mercur — deşi acoperă un domeniu destul de mare, totuşi compensarea faţă de influenţa temperaturii mediului duce la construcţii mai scumpe aplicîndu-se un sistem antagonist ca cel indicat în figura 5 a. În ultimul timp au fost realizate elemente cu un fir de invar introdus în capilar, micşorînd astfel variaţia volumului acestuia şi implicit erorile cauzate de variaţiile de temperatură ale mediului.

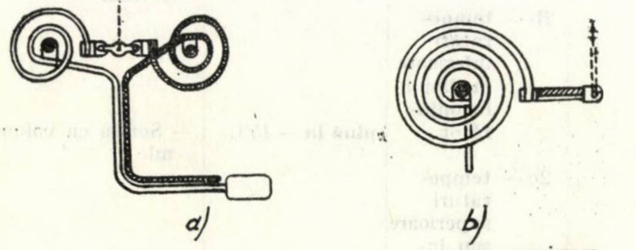


Fig. 5. Compensarea influenţei temperaturii mediului ambiant;

5a – cu două elemente termosensibile antagoniste; 5b – cu element bimetalic.

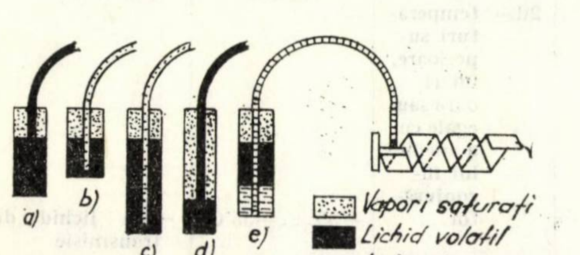


Fig. 6. Umplerea sondelor la elementele termosensibile cu vapori;

6a – temperaturi superioare mediului ambiant; 6b – temperaturi inferioare mediului ambiant; 6c – temperaturi inferioare sau superioare mediului ambiant 6d – temperaturi superioare, inferioare sau egale cu temperatura mediului ambiant.

Una din caracteristicile importante ale elementelor termosensibile umplute cu fluid este timpul de răspuns sau coeficientul de întîrziere definit ca timpul necesar pentru a atinge 62,2 % din totalul indicaţiei la oricare din valorile cuprinse în domeniul de măsurare al aparatului. Timpul de răspuns este influenţat de capacitatea termică a sondei, conductivitatea termică a materialului, aria corespunzătoare unei unităţi de masă a sondei, viteza, capacitatea şi conductivitatea termică a mediului în care se execută măsurarea temperaturii. În figura 7 se poate observa valoarea acestui timp de răspuns pentru două nivele ale temperaturii măsurate-curba 1 şi curba 2. În ambele cazuri termoelementul atinge 62,2 % din domeniu după 0,1 min. Utilizarea mantalelor de protecţie atrage în mod implicit creşterea timpului de răspuns (fig. 8) şi pentru a se diminua acest neajuns se aleg soluţii constructive şi materiale adecvate pentru o transmitere cît mai rapidă a variaţiilor de temperatură. Aşa cum s-a mai arătat natura mediului de măsurare — lichid sau gaz — precum şi viteza de mişcare în jurul sondei imersate influenţează direct timpul de răspuns. Acest fapt rezultă şi din măsurătorile experimentale ilustrate în figurile 9 şi 10.

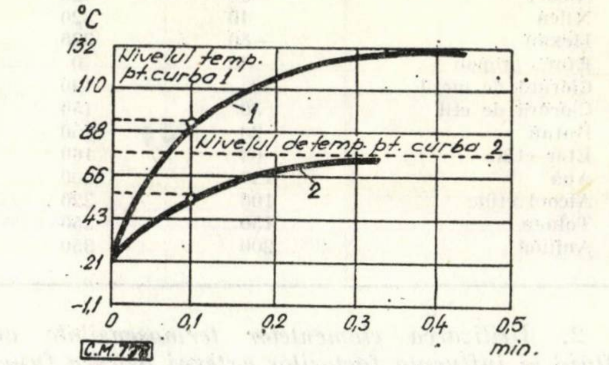


Fig. 7. Timpul de răspuns al elementelor termosensibile.

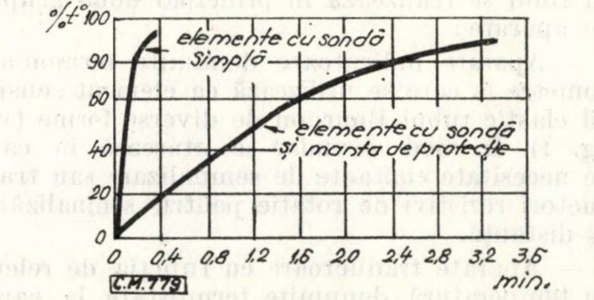


Fig. 8. Influenţa mantalei de protecţie asupra timpului de răspuns.

Un alt factor extern care poate influenţa rezultatul măsurării este poziţia elementului sensibil elastic faţă de sondă. Nu întotdeauna sonda şi elementul elastic se pot monta la acelaşi nivel. Dacă denivelările acestea nu depăşesc 5 m, în mod practic nu apar abateri suplimentare decît în cazul termoelementelor cu vapori. La acestea corecţiile trebuie aplicate în cazul denivelărilor începînd chiar de la lungimea capilarului de 1 m. Astfel dacă sonda se găseşte deasupra nivelului elementului elastic, se aplică o corecţie de temperatură în minus, iar dacă sonda se găseşte dedesubtul elementului elastic, se aplică o corecţie în plus. Valorile corecţiilor se dau în tabele de fiecare firmă constructoare.

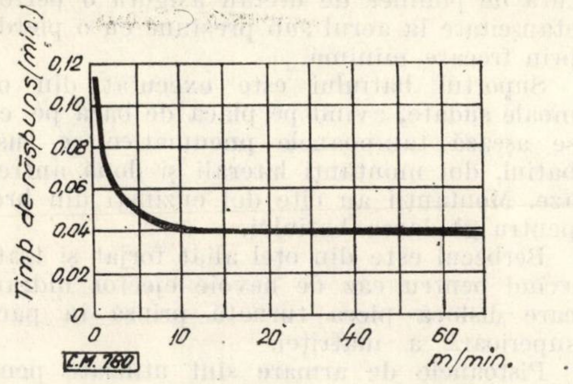


Fig. 9. Influenţa vitezei de circulaţie a mediului de măsurat asupra timpului de răspuns.

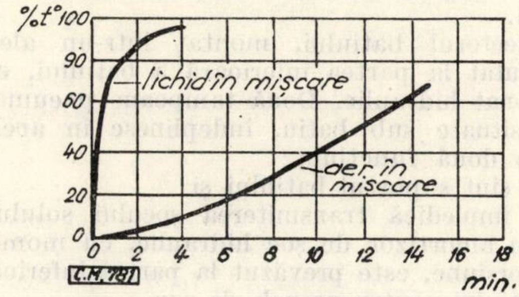


Fig. 10. Influenţa naturii mediului de măsurat asupra timpului de răspuns.

În ceea ce priveşte presiunea mediului înconjurător, aceasta nu influenţează practic în nici un fel valorile temperaturii măsurate afară de cazul, cu totul particular, cînd ajunge la valori foarte importante.

Tabela 3

Caracteristici			Umplere cu mercur	Umplere cu lichid	Umplere cu vapori	Umplere cu gaz
Scara	neuniformă uniformă	(—) (+)	+	+	—	+
Lungimea sondei	mare mică	(—) (+)	—	+	—	—
Compensare	cu fără	(—) (+)	—	—	—	
Timp de răspuns	mare mic	(—) (+)	+	+	—	+
Corecţie de nivel	cu fără	(—) (+)	+	+	—	+
Cost	mare mic	(—) (+)	—	—	+	—

Sintetizînd datele menţionate anterior (v tabela 3) pentru fiecare tip constructiv se obţine o situaţie comparativă sugestivă a elementelor termosensibile analizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Considine, M. D.* Process instruments and control handbook. New York, San Francisco, Toronto, Londra, Mc. Graw-Hill, Book Company, 1957.

[2] *Lindorf, H.* Technische Temperaturmessungen. VEB-Verlag Technik, Berlin.

[3] *Hampton, B. F.* şi *Browning. D.* Temperature measurement in distribution transformers. În : Electr. Times, Anglia, 152, nov. 1967.

[4] *Nelson, R.* Temperature measuremet by Filled Systems. In : Instruments and Control Systems, mai 1961.

[5] *Vezeanu, P.* şi *Petraşcu, St.* Măsurarea temperaturii în tehnică. Bucreşti, Editura tehnică, 1968.

* * *

CZ 621.73.045

Forjarea în matriţă pe ciocane de mare viteză

Ing. Cristel POPEIA — Uzina 1 Mai – Ploieşti
Ing. Dumitru F. ENE — Uzina 1 Mai – Ploieşti

Ascensiunea vertiginoasă şi accelerată a industriei se datoreşte cunoaşterii şi aplicării din ce în ce mai intense a metodelor şi rezultatelor ştiinţei în producţie. În uzina noastră constructoare de utilaj petrolier, pe lîngă metodele clasice de executare a pieselor forjate în matriţă, se aplică o nouă metodă care se deosebeşte de metodele vechi prin aplicarea unor viteze mult mai mari ale berbecului.

Procedeul de matriţare pe maşini pneumatice cu mare viteză, ales la realizarea semifabricatelor forjate în special pentru conurile sapelor de foraj, a fost posibil datorită dotării uzinei cu un ciocan de tip DYNAPAK — vertical, singurul utilaj de acest gen din ţara noastră şi printre puţinele din Europa. Deşi considerat ca un procedeu deosebit de lucru, el are foarte multe puncte comune cu metodele de lucru convenţionale [1, 2, 3, 4].

Diferenţa faţă de procedeele clasice constă în faptul că aceste genuri de lucrări se fac cu o curgere mai rapidă a metalului în matriţă [5].

Caracterizarea de bază însă a procedeului este constituită din capacitatea de a executa piese cu pereţi subţiri şi cu toleranţe strînse.

Această capacitate rezultă din posibilitatea de a doza energia de forjare şi timpul foarte scurt în care piesa îşi capătă forma.

Ciocanele de mare viteză limitează variaţia forţei de lovire la mai puţin de 2% din valoarea prereglată faţă de controlul loviturii cu ciocanele clasice care depind numai de abilitatea şi experienţa operatorului [1].

Utilizarea ciocanelor pneumatice de mare viteză conferă deformări puternice şi de aceea multe piese se pot realiza dintr-o singură lovitură, ca şi în cazul conurilor sapelor de foraj [3].

Faţă de aceste avantaje, atitudinea prudentă în adoptarea acestui procedeu, chiar pe plan mondial, nu poate fi explicată decît prin faptul că pînă în prezent sînt foarte puţine date privind utilajul, concepţia şi execuţia lui, iar fenomenele legate de matriţarea cu viteze mari şi mai ales cele privind starea plană şi spaţială a eforturilor ce iau naştere în timpul matriţării nu sînt suficient de bine studiate.

De aceea ne propunem ca în această lucrare să urmărim cîteva aspecte legate de utilizarea şi realizarea utilajelor şi eforturile care apar în timpul matriţării.

Constructiv, ciocanul Dynapak (fig. 1) se compune dintr-un batiu fix cu rol de ghidare fixat rigid în fundaţia în care ghidează un cadru mobil din oţel aliat forjat [6].

La partea superioară a batiului se află camera de presiune formată din 3 alezaje racordate unele la altele.

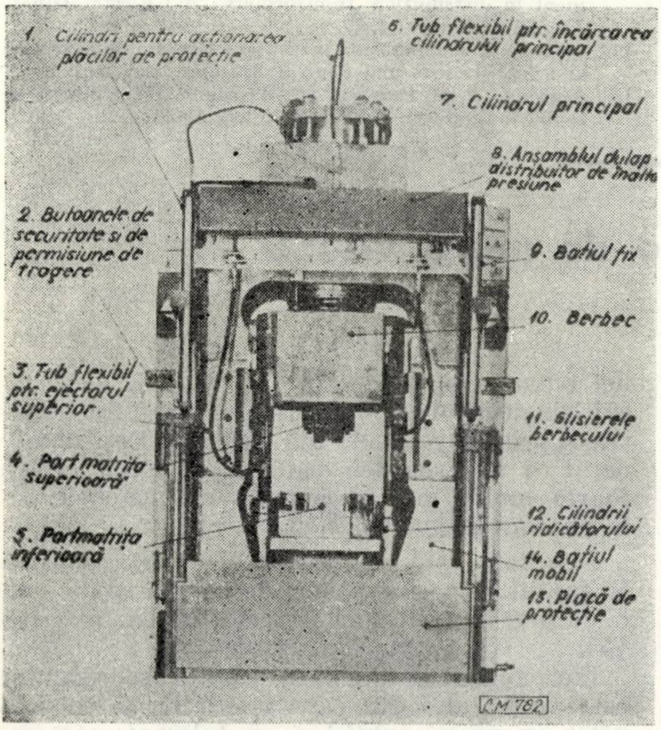

1. Cilindri pentru acţionarea plăcilor de protecţie
6. Tub flexibil ptr. încărcarea cilindrului principal
7. Cilindrul principal
8. Ansamblul dulap distribuitor de înaltă presiune
2. Butoanele de securitate şi de permisiune de tragere
9. Batiul fix
10. Berbec
3. Tub flexibil ptr. ejectorul superior
11. Glisierele berbecului
4. Port matriţa superioară
12. Cilindrii ridicătorului
5. Portmatriţa inferioară
14. Batiul mobil
15. Placă de protecţie
CM 782

Fig. 1. Ciocanul Dynapak.

Tija berbecului este ghidată de o bucşă de bronz, avînd suprafaţa superioară cromată şi lustruită pentru reducerea uzurilor. O garnitură de polimer de uretan asigură o perfectă etanşeitate la aerul sub presiune cu o pierdere prin frecare minimă.

Suportul batiului este executat din oţel moale sudate, avînd pe placa de bază pe care se aşează tampoanele pneumatice ce susţin batiul, doi montanţi laterali şi două antretoaze. Montanţii au cîte doi cuzineţi din bronz pentru ghidarea batiului.

Berbecul este din oţel aliat forjat şi tratat, avînd pentru caz de nevoie ejector hidraulic care dislocă piesa turnată prinsă în partea superioară a matriţei.

Pistoanele de armare sînt utilizate pentru ridicarea berbecului în poziţie superioară. Acestea au prelungitoare filetate pentru ajustarea lungimii în concordanţă cu cursa hidraulică.

Ejectorul batiului, montat într-un alezaj executat la partea inferioară a batiului, este acţionat hidraulic. Două tampoane pneumatice, situate sub batiu, îndeplinesc în acelaşi timp două funcţiuni :

— sînt suportul batiului şi
— împiedică transmiterea şocului solului.

Un amortizor de şoc hidraulic, cu moment de torsiune, este prevăzut la partea inferioară a batiului pentru pernele de aer.

Pentru funcţionare, ciocanul este prevăzut cu centrală hidraulică pneumatică, dulap electric şi pupitru de comandă.

La montarea ciocanului nu este nevoie decît de o fundaţie de beton cu grosimea de circa 800 mm, situată la cote de 1 200 faţă de sol. Nu este nevoie de fundaţie elastică graţie pernelor de aer pe care este sprijinit ciocanul ; şocul produs de lovitura berbecului nu se transmite solului.

Ciclul complet de lucru pentru matriţarea unei piese pe ciocanul Dynapak este format din 6 faze.

Armarea (fig. 2 a) este faza în care ridicătorii hidraulici 5 se deplasează în sus pîă ce pistonul berbecului 4 se reazemă pe garnitura inelară 7 din capul superior al cilindrului ciocanului. Spaţiul cuprins şi etanşat totodată de garnitura inelară nu este umplut cu aer comprimat. Presiunea aerului în cilindrul de lucru 1 acţionează numai asupra suprafeţelor inelare inferioare ale capului pistonului, delimitate de garnitura inelară şi de suprafaţa secţiunii mai înguste a pistonului, menţinînd astfel berbecul în poziţia lui superioară.

În această fază nici o forţă efectivă nu acţionează pe suprafaţa superioară a pistonului pentru a presa în jos, se poate face montarea sau centrarea matriţei 8 şi toate celelalte lucrări necesare, în siguranţă.

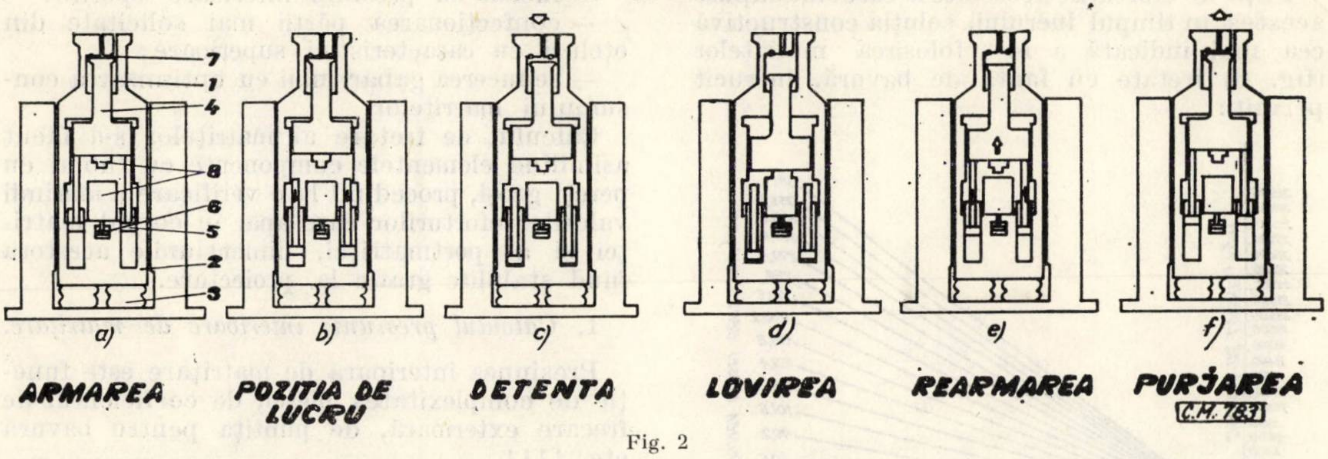


Fig. 2

Poziţia de gata apare cînd presiunea aerului în camera de lucru menţine capul pistonului presat pe garnitura inelară din capul superior al cilindrului. În acestă poziţie forţa aerului comprimat care reţine pistonul şi berbecul este superioară forţelor care fac ca berbecul să coboare. Ridicătorii hidraulici se coboară cum indică săgeata pe schemă (fig. 2b).

Detenta (fig. 2 c) are loc după ce volumul interior, limitat de garnitura inelară, este umplut cu aer comprimat. Sub acţiunea presiunii de pe suprafaţa superioară şi a mesei sistemului, capul pistonului se îndepărtează cu o anumită cursă de garnitură. Aerul comprimat din cilindru acţionează acum pe întreaga suprafaţă a pistonului de lucru, imprimînd berbecului o mişcare foarte rapidă în jos. În acelaşi timp cadrul mobil se deplasează în sens opus berbecului pe o cursă scurtă.

A patra fază constă în *lovirea metalului* supus deformării plastice (fig. 2 d) prin intermediul matriţelor şi în matriţarea piesei existente în cavitatea matriţei, cadrul mobil revenind în poziţia iniţială datorită efectului de recul al amortizoarelor pneumatice 3.

Rearmarea (fig. 2 e) priveşte readucerea din nou a berbecului în poziţie de lucru folosind cei doi ridicători hidraulici care, ridicîndu-se împing şi berbecul în sus pînă cînd capul pistonului se aşează pe garnitura inelară din capul superior al cilindrului, ceea ce are ca efect comprimarea aerului în cilindru.

Mica cantitate de aer închis în spaţiul limitat de garnitura inelară este evacuat în atmosferă, aşa cum indică săgeata de pe schemă, realizîndu-se *purjarea* (fig. 2 f).

Rezultă deci că principiul de funcţionare se poate prezenta ca două mase care se deplasează în sensuri contrare datorită agentului de lucru respectiv aerul introdus cu mare presiune 130—140 kgf/cm^2, făcînd ca viteza berbecului să crească foarte rapid faţă de cea a batiului mobil (fig. 3), dezvoltînd o energie de lovire foarte mare (fig. 4).

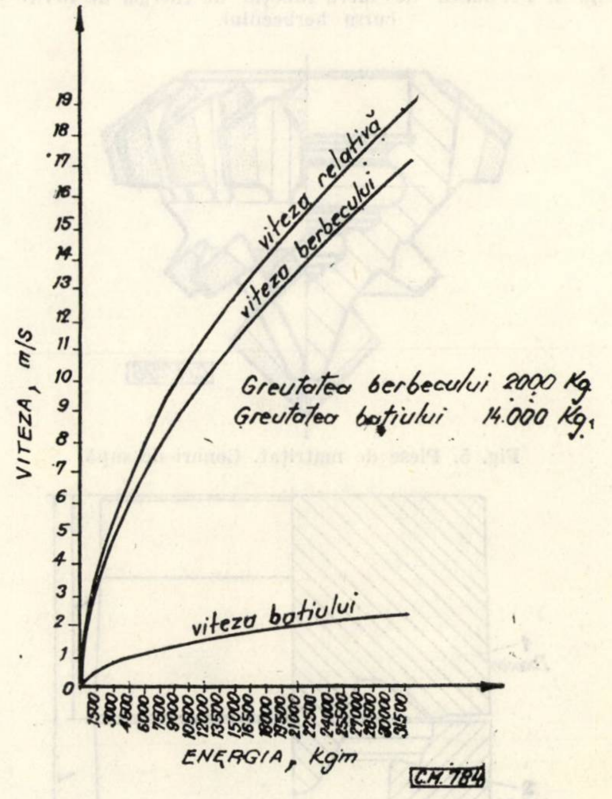


Fig. 3. Viteza berbecului şi batiului funcţie de energia realizată.

Aplicarea acestui procedeu a permis să se realizeze piese matriţate cu adaosuri de prelucrare mici şi a căror configuraţie este destul de complicată (fig. 5) comparativ cu procedeele clasice pentru aceleaşi piese.

În afară de utilajele şi instalaţiile auxiliare amintite, o importanţă deosebită o au matriţele.

Față de eforturile deosebite la care sînt supuse acestea în timpul lucrului, soluția constructivă cea mai indicată a fost folosirea matrițelor (fig. 6) fretate cu fantă de bavură, întrucît permit:

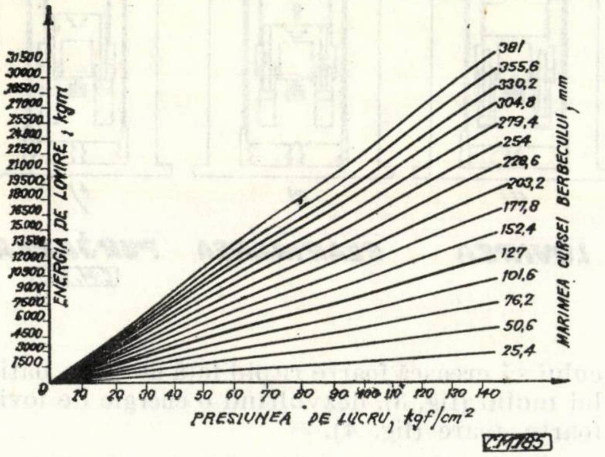


Fig. 4. Presiunea de lucru funcție de energia de lovire și cursa berbecului.

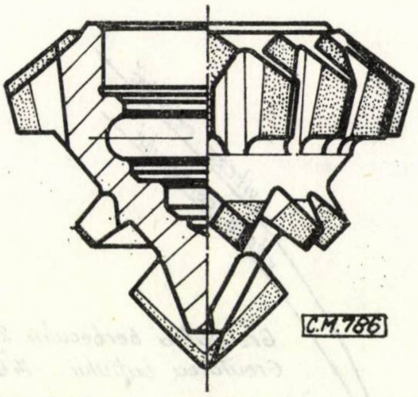


Fig. 5. Piese de matrițat. Conuri de sapă.

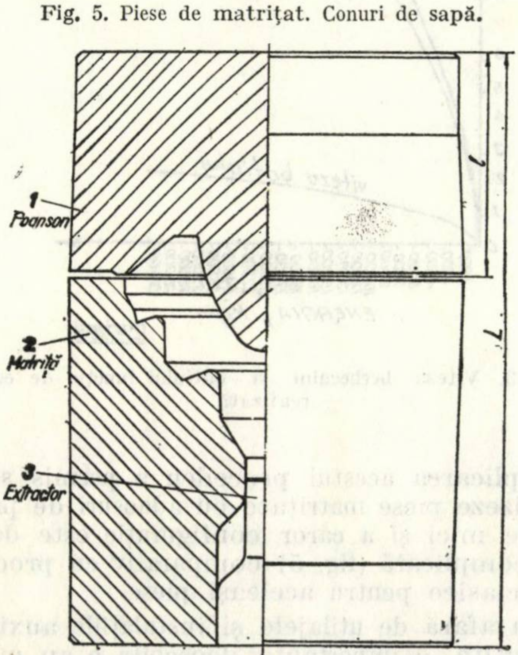


Fig. 6. Matrița.

— lucrul cu presiuni interioare sporite;

— confecționarea părții mai solicitate din oțeluri cu caracteristici superioare;

— reducerea gabaritului cu optimizarea consumului matrițelor.

Calculul de fretare al matrițelor s-a făcut asimilînd elementele componente cu tuburi cu pereți groși, procedînd la o verificare a mărimii valorilor eforturilor care apar în corpul matriței și al portmatriței, dimensiunile acestora fiind stabilite grafic la proiectare.

1. *Calculul presiunii interioare de matrițare.*

Presiunea interioară de matrițare este funcție de complexitatea piesei, de coeficientul de frecare exterioară, de puntița pentru bavură etc. [11].

În literatura de specialitate se prezintă suficiente relații de calcul ale presiunii, dar ținînd cont de configurația conurilor de sape s-a ales următoarea relație de calcul în cazul matrițării în trepte a conurilor (fig. 7):

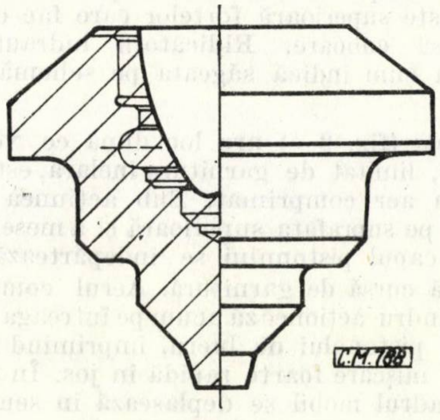


Fig. 7. Piese matrițate cu canale.

$$p_m = \left(2 + 1,5\,\frac{s}{h} + 0,1\,\frac{Di}{h} + \frac{k}{6}\right)\sigma_0 \qquad (1)$$

pt. $6 \leqslant k \leqslant 20$ și:

$$p_m = \left(10 \times 1,5\,\frac{s}{h} + 0,1\,\frac{Di}{h} - k\right)\sigma_c \qquad (2)$$

pt. $0 \leqslant k \leqslant 6$,

unde:

s — lățimea puntiței bavurii, 10 mm;
h — grosimea puntiței bavurii, 2 mm;
Di — diametrul maxim al piesei, 136 mm;

$$k = \frac{D_o}{b};$$

Do — diametrul găurii din piesă, 67 mm;
b — grosimea peretelui piesei, 34,5 mm;
σ_c — limita de curgere a oțelului piesei pentru temperatura de matrițare

Rezultă :

$$K = \frac{67}{34,5} = 1,94 \text{ şi}$$

$$p_m = \left(10 + 1,5\frac{10}{2} - 0,1\frac{136}{2} - 1,94\right)2,2 =$$

$= 49$ kgf/cm².

2. *Stabilirea presiunii de fretare*

Presiunea de fretare [7, 8, 12, 13] în ipoteze de dimensionare a eforturilor maxime se determină din relația (3), în care pentru exemplul dat $R_1 = 68$ mm, $R_2 = 115$ mm şi $R_3 = 210$ mm ;

$$pf = p_m \frac{1 - K_2^2}{2 - K_1^2 - K_2^2} - \frac{K_1^2(1 - K_2^2)}{1 - K_1^2 K_2^2}, \text{kgf/mm}^2, \quad (3)$$

unde :

p_m = presiunea de matrițare, 49 kgf/cm² ;

$$K_1 = \frac{R_1}{R_2} = 0,59, \; K_1^2 = 0,34,$$

$$K_2 = \frac{R_2}{R_3} = 0,55, \qquad K_2^2 = 0,3,$$

$$K_1^2 \cdot K_2^2 = 0,1.$$

Rezultă : $p_f = 49 \times 0,250 = 12,2$ kg/mm²

3. *Calculul eforturilor pentru cilindrul interior (matriță) sub acțiunea fretajului*

$$\text{La } R = R_1 \to \sigma_t = -2p_f \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad \sigma_r = 0, \quad (4)$$

$$\sigma_t = -2 \cdot 12,2 \frac{13 \cdot 225}{8601} = -37,5 \text{ kg/mm}^2 \quad \sigma_r = 0;$$

$$\text{la } R = R_2 \to \sigma_t = -p_f \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \qquad \sigma_r = p_f, \quad (5)$$

$$\sigma_t = -12,2 \frac{17 \cdot 849}{8601} = -25,4 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_r = 12,2 \text{ kgf/mm}^2.$$

4. *Calculul eforturilor pentru cilindru exterior (portmatriță) sub acțiunea fretajului*

$$\text{La } R = R_2 \to \sigma_t \text{max} = p_f \frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2}, \quad \sigma_r = -p_f, \quad (6)$$

$$\sigma_t \text{max} = 12,2 \frac{57925}{30875} = 22,8 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_r = -12,2 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\text{la } R = R_3 \to \sigma_t = 2p_f \frac{R_2^2}{R_3^2 - R_2^2}, \qquad \sigma_r = 0, \quad (7)$$

$$\sigma_t = 2 \cdot 12,2 \frac{13225}{30875} = 10,5 \text{ kg/mm}^2, \quad \sigma_r = 0.$$

5. *Calculul eforturilor datorită presiunii de matrițare*

$$\text{La } R = R_1 \to \sigma_t = p_m \frac{R_1^2 - R_3^2}{R_3^2 - R_1^2}, \qquad \sigma_r = -p_m, \quad (8)$$

$$\sigma_t = 49 \frac{48724}{39476} = 60,8 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_r = -49 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\text{la } R = R_2 \to \sigma_t = p_m \frac{R_1^2 (R_2^2 + R_3^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)};$$

$$\sigma_r = p_m \frac{R_1^2 (R_3^2 - R_2^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)}, \quad (9)$$

$$\sigma_t = 49 \frac{4624 \cdot 57325}{13225 \cdot 39476} = 25,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_r = 49 \frac{4624 \cdot 30775}{13225 \cdot 39476} = 13,3 \text{ kg/mm}^2;$$

$$\text{la } R = R_3 \to \sigma_t = 2p_m \frac{R_1^2}{R_3^2 - R_1^2}, \qquad \sigma_r = 0, \quad (10)$$

$$\sigma_t = 2 \cdot 49 \frac{4624}{39476} = 11,5 \text{ kg/mm}^2, \quad \sigma_r = 0.$$

Determinarea punctului cel mai solicitat s-a făcut aplicînd teoria de rezistență a efortului tangențial maxim unde la :

$R = R_1 \to \sigma\text{ech} = \sigma_t - \sigma_r = 23,3 - (-49) =$
$= 72,3$kgf/mm²,

$R = R_2 \to \sigma\text{ech} = \sigma_t - \sigma_r = 48,2 - (-25,5) =$
$= 73,7$ kgf/mm².

Punctul cel mai solicitat este pe suprafața de contact între interiorul portmatriței şi exteriorul matriței. Verificînd, găsim că oțelul folosit 30 MCN 20 are $\sigma_a \geqslant 73,7$ kgf/mm².

Din diagrama eforturilor (fig. 8) se mai constată că :

— solicitarea materialului matriței în cavitatea de lucru se face după un ciclu alternativ aproape simetric ;

— solicitarea portmatriței are caracter pulsator.

Rezistența la oboseală pentru oțelul calitatea 30MoCN20 cu $\sigma_r = 120$ kgf/mm² și $\sigma_c = 100$ kgf/mm² din care s-au executat matrițele și portmatrița [10], rezultă :

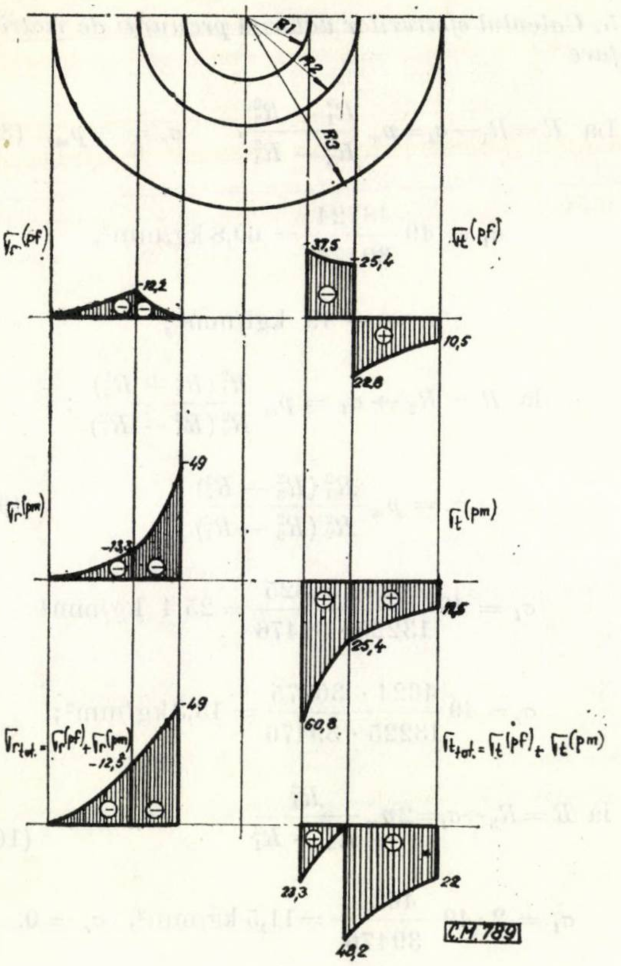


Fig. 8. Diagrama eforturilor.

— pentru ciclul simetric la tracțiune compresiune :

$$\sigma_{-1t} = (0,7 - 0,8)\,\sigma_1 \cdot (11)\,;$$

$$\sigma_{-1} = 0,25\,(\sigma_c + \sigma_r) + 5 \text{ kgf/mm}^2, \tag{12}$$

$$\sigma_{-1} = 60 \text{kgf/mm}^2 \text{ și } \sigma_{-1t} = 0,8\sigma_{-1} = 48 \text{ kgf/mm}^2\,;$$

— pentru ciclul pulsator tracțiune compresiune :

$$\sigma_{ot} = 1,5\,\sigma_{-1t}\,,\quad \sigma_{ot} = 1,5 \cdot 48 = 72 \text{ kgf/mm}^2. \tag{13}$$

Compararea lor cu valorile rezultate din calcul arată că valorile efective ale eforturilor din matriță și portmatriță se situează la nivel satisfăcător față de valorile admisibile.

6. *Calculul strîngerii la fretare*

Pentru a obține fretarea [7, 9, 13] între portmatriță și matriță (fig. 9) este necesar ca dimensiunile lor la îmbinare să difere în sensul dorit cu 2 δ, unde :

$$\delta = \frac{2R_2^3\,(R_3^2 - R_1^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)\,(R_3^2 - R_2^2)} \cdot p_f \tag{14}$$

$$\delta = \frac{2 \cdot 1520875 \cdot 39476}{2,1 \cdot 10^4 \cdot 8601 \cdot 30875} \cdot 12,2 = 0,26 \text{ mm.}$$

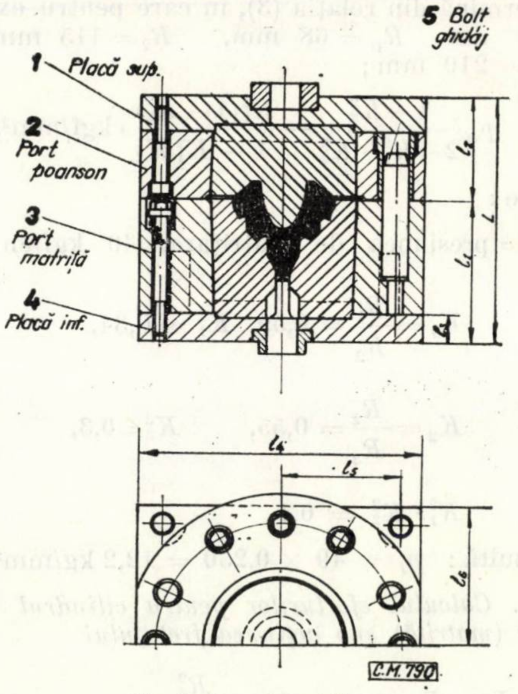


Fig. 9. Suport matrițe.

Panta suprafeței de fretare este de 1°30′ pentru partea superioară cît și pentru cea inferioară a matriței.

7. Diferența de temperatură la încălzire pentru portmatriță la fretare se determină din :

$$\Delta t = \frac{\delta}{R_2 \cdot \lambda}\,, \tag{15}$$

unde λ — coeficientul de dilatare liniară ;

$$\Delta t = \frac{0,26}{115 \cdot 12,2 \cdot 10^{-6}} = 185°\text{C}.$$

Pentru a asigura o rezervă de timp la manipularea și montarea ușoară se recomandă ca încălzirea să se facă cu 50—100°C peste temperatura minimă. Defretarea se face cu matrița și portmatrița încălzite la 250—300 °C pe un ciocan autocompresor. Important de reținut pentru construcție și fixarea suportului portmatriță ; atît șuruburile care prind portmatri-

ţa inferioară şi superioară 2,3 de plăcile de bază 1,4 cît şi de masa maşinii trebui să fie prevăzute cu rondele elastice aşezate faţă în faţă pentru a forma un resort.

Folosirea în tehnica forjării a ciocanului de mare viteză a permis realizarea de semifabricate cu precizie mare şi adaosuri de 0,5—2 mm cu pante tehnologice pînă la 2°, conducînd la reducerea consumului de oţel aliat şi reducînd considerabil timpul necesar prelucrării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Muller, H.* Der Hocheschwindigkeitshammer. System Dynapak. Werkstattstechnik, nr. 1/1964.

[2] *Skenn, S.* Forgeage à grande vitesse d'impact. La machine moderne, nr. 673/1965.

[3] *Chiriţă,* V. ş. a. Matriţarea la cald a metalelor. E.T. 1955.

[4] *Moldovan, V.* Utilajul secţiilor de forjă. E.T. 1965.

[5] *Ecker, W.* Forjarea în matriţe cu ciocane în ce priveşte măsurarea forţei. Industrie Anzeiger, nr. 66, p. 1588—1589.

[6] * * * Fielding-Dynapak Atlas Works. Gloucester, England.

[7] *Adler, G.* şi *Walter, K.* Calculul ajustajelor cu strîngere. Industrie Anzeiger, nr. 48/1969.

[8] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor vol. II. E.T. 1957.

[9] *Bohler, H.* şi *Ecker, W.* Influenţa forţelor de inerţie şi a căldurii prin deformare asupra forjării în matriţă. Industrie Anzeiger, nr. 30, p. 681—685.

[10] *Miclosi, V.* ş. a. Îndrumător pentru alegerea oţelurilor. E.T. 1966.

[11] * * *Spravocinik maşinostroitelia vol. III. Maşghiz.

[12] *Ponomariov*, S. ş. a. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. II. E.T. 1963.

[13] *Popescu*, V. Tehnologia forjării şi extruziunii. E. Didactică şi Pedagogică 1967. Bucureşti.

CZ 621.375.9:535–2:531.71

Consideraţii asupra utilizării instalaţiilor cu laser interferometric la controlul lungimilor

ng. Ovidiu I. POPESCU — Institutul politehnic–Bucureşti

În anul 1960 la cea de-a 11-a Conferinţă generală de Măsuri şi Greutăţi ţinută la Paris, prin rezoluţia a 6-a, a fost aprobată următoarea definiţie a metrului, unitate fundamentală în sistemul internaţional de unităţi de măsură S.I.: „Metrul este lungimea egală cu 1.650.763,73 lungimi de undă, în vid, ale radiaţiei care corespunde tranziţiei atomului de kripton 86 între nivelele sale 2 p_{10} şi 5 d_5". Definiţia datînd din anul 1889, bazată pe prototipul de platină iradiată a fost abrogată. Plecînd de la această nouă definiţie este evident că cea mai precisă metodă de măsurare pentru determinarea lungimilor este cea interferometrică, pentru care tehnica de lucru este bine stabilită. Măsurarea lungimilor cu ajutorul lungimii de undă a luminii este singura metodă acceptată în laboratoarele metodologice pentru elaborarea standardelor. Pentru cerinţele industriale, standardele de lucru sînt calele, de diverse tipuri şi dimensiuni, calibrate interferometric. Trebuie însă specificat că există şi o serie de dezavantaje legate de folosirea surselor de lumină clasice. În condiţiile utilizării unei astfel de surse, interferenţa este limitată la lungimi mai mici de o jumătate de metru, producîndu-se franje cu contrast slab şi slabă intensitate.

Interferometrele sînt, de asemenea, prea sensibile la factorii externi şi dificil de manevrat pentru a fi întrebuinţate cu bune rezultate în măsurări curente. Dacă se foloseşte ca sursă de lumină o instalaţie cu laser, se pot obţine franje cu puternic contrast şi intensitate la distanţe de peste sute de metri. Laserul poate asigura lumină cu un înalt grad de coerenţă, asemănător cu cel obţinut de la sursa de lumină cu kripton, iar dimensiunile reduse şi rigiditatea sistemului îi permit utilizarea în condiţiile laboratoarelor din industrie. Astfel, este de presupus că laserul va deschide un nou cîmp de posibilităţi pentru măsurarea de precizie a lungimilor, pentru noi aplicaţii ale interferometriei care, pînă acum, nu au putut fi realizate.

Se pune desigur acum întrebarea „Se va putea stabili o nouă definiţie a unităţii de lungime cu ajutorul radiaţiei de laser?". Pentru a se răspunde este necesar ca experimentările ce vor fi efectuate să arate că stările de energie pentru fiecare radiaţie de laser, care se generează sînt posibil de reprodus în condiţii similare, iar reglarea la un anumit nivel poate fi efectuată cu o precizie satisfăcătoare.

1. Măsurarea lungimilor utilizînd interferometrul

a) *Principii de bază.* Principiul de bază al măsurării lungimilor cu ajutorul interferometrelor este ilustrat în figura 1, unde este prezentat interferometrul Michelson. Pentru iluminare este utilizată o sursă de lumină monocromatică S; fasciculul de lumină este divizat apoi în două de către o placă semitransparentă şi îndreptat către cele două oglinzi 0_1 şi 0_2. După reflexia pe oglinzi cele două fascicule sînt combinate, astfel că ele interferează unul cu altul. Rezultatele interferenţei, franjele, sînt observate în pupila de ieşire a interferometrului. Dacă cele două braţe ale interferometrului sînt reglate la o lungime egală, razele de lumină ce ajung în pupila de ieşire vor fi în fază, iar în centrul sistemului de franje se va obţine o franjă strălucitoare. Dacă oglinda 0_1 va fi mutată cu un sfert de lungime de undă în lungul axei optice, razele de lumină vor fi defazate, iar în centru se va observa o franjă întunecată. Franja strălucitoare va reapare cînd oglinda mobilă va fi deplasată cu încă un sfert de lungime de undă, şi această succesiune se va repeta în lungul drumului de mişcare al acestei oglinzi. Ciclul complet se va succede după fiecare jumătate de undă de deplasare. În concluzie, pentru ca dimensiunea să poată fi măsurată, oglinda 0_1 trebuie să fie mutată de la un capăt la altul al piesei de controlat, iar un sistem de calcul să înregistreze numărul de cicluri observate în pupila de ieşire

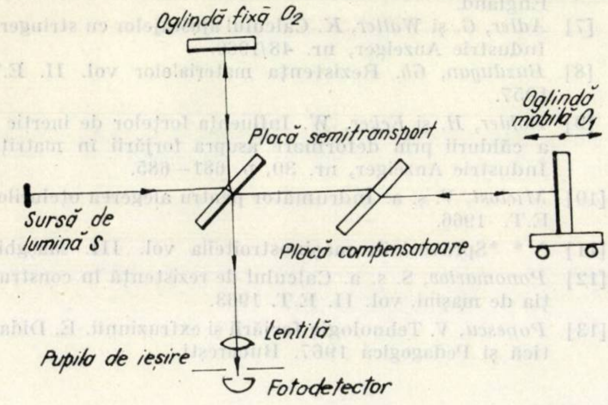

Oglindă fixă O_2
Oglindă mobilă O_1
Placă semitransport
Sursă de lumină S
Placă compensatoare
Lentilă
Pupila de ieşire
Fotodetector

Fig. 1. Interferometrul Michelson

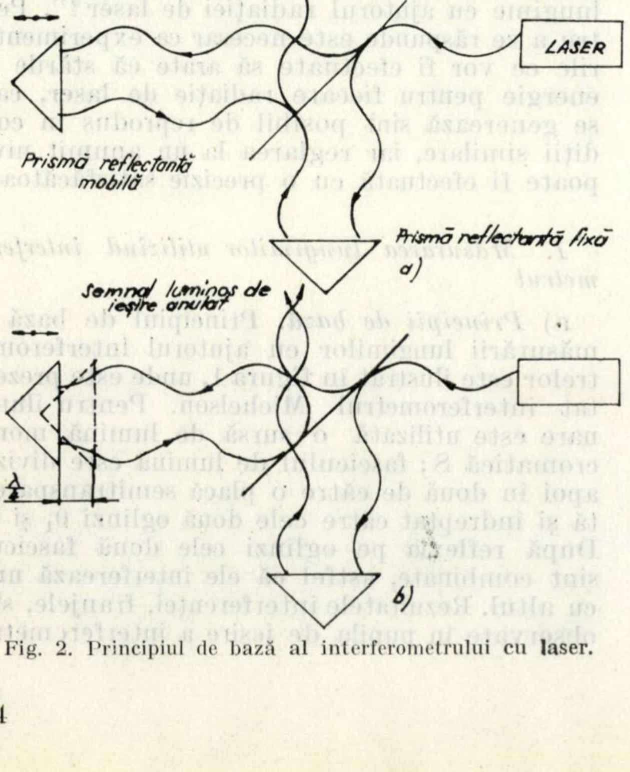

Semnal luminos de ieşire întărit
Placă semitransparentă
LASER
Prismă reflectantă mobilă
Prismă reflectantă fixă
a)
Semnal luminos de ieşire anulat
$\frac{\lambda}{4}$
b)

Fig. 2. Principiul de bază al interferometrului cu laser.

În figura 2 este reprezentat schematic principiul interferometrului cu laser. Se constată că în locul celor două oglinzi au fost montate două prisme de reflexie, deoarece sînt mai puţin sensibile la mici rotaţii datorate sistemului mecanic.

În figura 2a raza de laser reflectată de către prisma mobilă este în fază cu raza paternă, iar la ieşire se va obţine un semnal strălucitor. Dacă prisma mobilă se va muta cu o distanţă egală cu $\frac{\lambda}{4}$, razele vor fi defazate, iar la ieşire se va obţine un semnal întunecat, figura 2b. Dacă mişcarea prismei mobile este continuă, semnalul luminos de la ieşire va fi succesiv luminos sau întunecat, ciclul repetîndu-se, aşa cum s-a mai arătat, pentru fiecare $\frac{\lambda}{2}$ de deplasare. Distanţa de măsurat va fi egală cu $n\frac{\lambda}{2}$ unde ,,n'' este numărul de cicluri înregistrat de un sistem electronic, iar λ este lungimea de undă a radiaţiei de laser folosite.

2. *Descrierea instalaţiei*

În principiu, orice instalaţie cu laser interferometric se compune din trei părţi (fig. 3), şi anume :

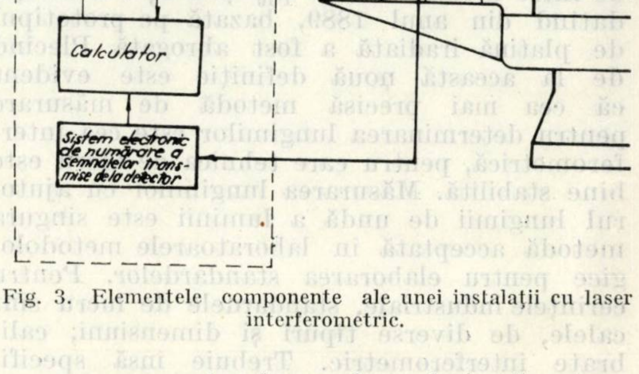

2 5 3 7 4 0 2 8
Corecţii – temperatură – presiune – umiditate
Calculator
Sistem electronic de numărare a semnalelor transmise dela detector
Laser - interferometru
Laser
Sistem optic
Detector
Laser - reflector

Fig. 3. Elementele componente ale unei instalaţii cu laser interferometric.

— un generator de raze laser de joasă putere, denumit laser interferometru ;

— o prismă reflectantă sau laser — reflectorul care are rolul de a returna raza de lumină la laserul interferometru ;

— un computer care înregistrează semnalele luminoase primite de la interferometru, le transformă apoi în milimetri şi le afişează digital. Generatorul de raze laser poate fi cu heliumneon (He—Ne), foarte des folosit în ultimul timp, la care se pare că au fost rezolvate cu mai multă siguranţă problemele legate de stabilitatea frecvenţei radiaţiei emise. De asemenea, se mai întîlnesc lasere cu heliu-cadmium CO_2, argon, argon-kripton.

Lungimea de undă a radiaţiei emise de laserul cu heliu-neon este de 632,8 nm (6328 Å), iar datorită construcţiei utilizate şi a sistemului de control şi reglare poate fi menţinută constantă cu un înalt grad de precizie.

Laser-reflectorul este o prismă de reflexie din sticlă, asemănător cu cel plasat nu de mult timp pe lună. În practică, laser-reflectorul se montează pe dispozitivul a cărui deplasare trebuie măsurată, iar celelalte elemente sînt fixe. Mărimea deplasării este calculată cu ajutorul unui mic calculator în legătură cu laserul interferometric.

Pentru ca indicaţia să fie cît mai exactă este necesară introducerea în calculator a unei corecţii datorate modificării lungimii de undă a luminii emise în condiţiile mediului ambiant temperatură, presiune şi umiditate. De exemplu, la presiune joasă, umiditate scăzută şi temperatură ridicată, lungimea de undă a radiaţiei laser este mai mare, deoarece aerul înconjurător este mai puţin dens. Calculul corecţiei este relativ uşor, datorită unor tabele alcătuite special pentru acest scop. În figura 4 este prezentat un sistem portabil cu laser interferometric realizat de firma americană Hewlett Packard. Cu un astfel de aparat se pot măsura distanţe de pînă la 70 m cu o rezoluţie de 0,01 μm.

3. *Eroarea de aliniament, calcul*

Instalaţia cu laser interferometric, ca de altfel orice maşină de măsurat, trebuie să fie utilizată corect pentru a se putea obţine rezultate cu un înalt grad de acurateţe şi precizie. Regula de bază în măsurările cu laser este foarte simplă şi derivă din consideraţii geometrice. Acurateţea măsurărilor poate fi realizată numai cînd fasciculul de raze laser este corect aliniat, şi acesta necesită, în principiu, asigurarea paralelismului dintre raza de laser şi axa de măsurare. Alinierea sistemului constă în două operaţii de bază, şi anume:

— realizarea paralelismului dintre direcţiile razei laser şi axei de măsurare;

— poziţionarea reflectorului în aşa fel încît fasciculul de raze reflectate să acopere în întregime fereastra de intrare sau de întoarcere a laserului interferometric, asigurîndu-se un semnal de maximă intensitate.

Prima treaptă este hotărîtoare în procesul de măsurare, deoarece aici se cauzează erorile de cosinus. Cea de-a doua nu este aşa de critică, şi este uşor de stabilit, mai ales dacă se efectuează corect prima. Scopul alinierii pentru distanţe scurte, pînă la 500 mm sau mai puţin, este de a reduce eroarea de cosinus la o valoare suficient de mică pentru a putea fi neglijată, iar pentru distanţe lungi, este de a menţine un semnal optic suficient de puternic, necesar funcţionării instalaţiei.

Lipsa paralelismului dintre razele laser şi direcţia de deplasare a reflectorului va conduce la măsurarea unor distanţe mai scurte decît lungimea lor reală. Acest lucru se poate observa din figura 5 care prezintă schematic geometria sistemului.

Diametrul fasciculului de raze laser este de aproximativ 6 mm şi poate fi considerat ideal pentru măsurarea distanţelor lungi, deoarece în această situaţie erorile de cosinus vor fi relativ mici, dar pentru distanţe scurte ele devin totuşi considerabile (fig. 6). Calculul erorii de cosinus introdusă de aliniamentul imperfect poate fi stabilit cu relaţia:

$$\varepsilon = \frac{L^2}{2D\,(d)} \qquad \text{(I)}$$

unde L este deplasarea spotului de lumină laser în dreptul ferestrei de intrare, iar D sau d reprezintă deplasările prismei mobile pentru măsurări de distanţe lungi sau scurte.

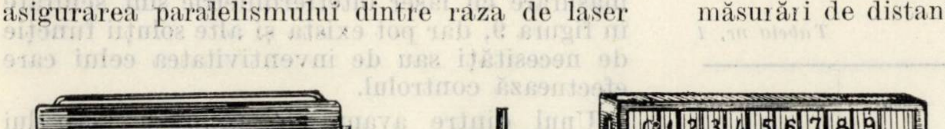


Fig. 4. Sistem portabil cu laser interferometric-Hewlett Packard.

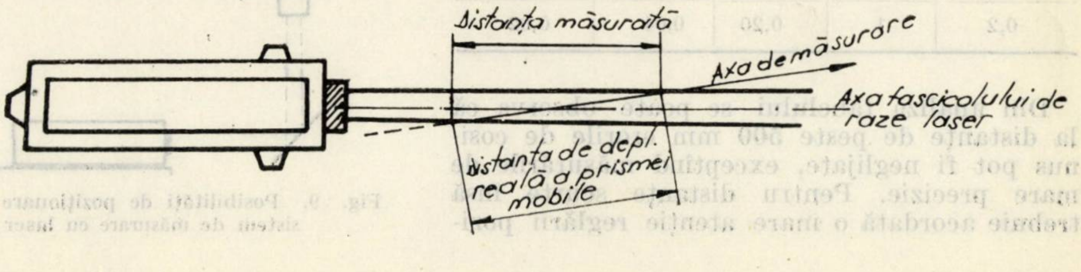

Distanţa măsurată
Axa de măsurare
Axa fascicolului de raze laser
Distanta de depl. reală a prismei mobile

Fig. 5. Aliniere incorectă între direcţia axei fascicolului de raze laser şi direcţia axei de măsurare.

Demonstrarea relaţiei (I) se poate efectua dacă se observă figura 6 :

$$\varepsilon = D(d)\,(1-\cos\varphi)$$

dar :

$$\cos\varphi = 1-\frac{\varphi^2}{2\,!}+\ldots \quad \text{şi } \sin\varphi \cong \varphi = \frac{L}{D(d)},$$

pentru valori mici ale unghiului φ.

Rezultă :

$$\varepsilon = D(d)\cdot\frac{\varphi^2}{2\,!} = \frac{L^2}{2D(d)}.$$

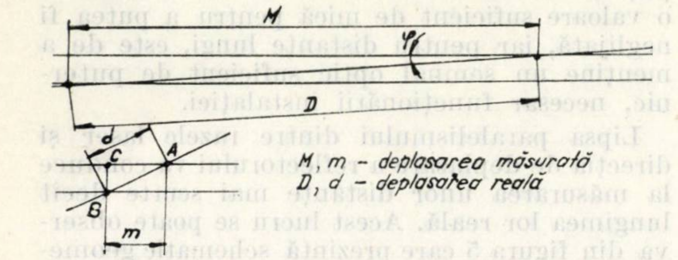


Fig. 6. Eroarea de alimentare la măsurarea distanţelor lungi sau scurte.

În calculul practic se poate folosi relaţia :

$$\varepsilon' = \frac{L^2}{20\,D(d)}\,[\mu\text{m}],$$

unde L se înlocuieşte direct în sutimi de milimetri, iar D (d) în milimetri.

De exemplu, pentru $L=0{,}20$ mm ; $d=50$ mm ; $\varepsilon' = \dfrac{20^2}{20\times 50} = 0{,}4$ μm. Tabela nr. 1 prezintă cîteva soluţii ale acestei ecuaţii. Se dă eroarea ε' în μm pentru diferite distanţe de măsurat D (d) şi pentru diferite deplasări L ale spotului de lumină laser în dreptul ferestrei.

Tabela nr. 1

mm / D(d) mm	20	100	500	1000
2	100	20	4	2
1	25	5	1	0,5
0,5	6,25	1,25	0,25	0,125
0,2	1	0,20	0,04	0,02

Din analiza tabelului se poate observa că la distanţe de peste 500 mm erorile de cosinus pot fi neglijate, exceptînd măsurările de mare precizie. Pentru distanţe scurte însă trebuie acordată o mare atenţie reglării poziţiei prismei reflectante mobile în aşa fel încît să se asigure un cît mai bun aliniament, iar deplasarea fasciculului de raze în dreptul ferestrei de intrare a laserului interferometric să fie cît mai mică, de preferat sub 0,1 mm.

4. *Cîteva aplicaţii ale instalaţiilor cu laser interferometric la controlul lungimilor*

a) *Adaptat la diverse aparate metrologice.* În figura 7 este arătată posibilitatea utilizării unei instalaţii cu laser interferometric cu o rezoluţie de 0,1 μm sau 0,01 μm, cuplată cu o maşină orizontală de măsurat lungimi de tip Zeiss. Prisma reflectantă a fost montată în partea din dreapta a tijei mobile cu ajutorul unei plăci magnetice. Sistemul astfel realizat poate fi întrebuinţat atît la controlul dimensiunilor exterioare, cît şi al celor interioare, dacă se adoptă un palpator special prezentat în figura 8.

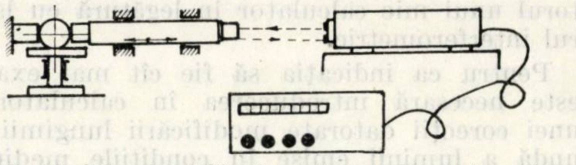


Fig. 7. Maşină orizontală de măsurat lungimi cu laser interferometric.

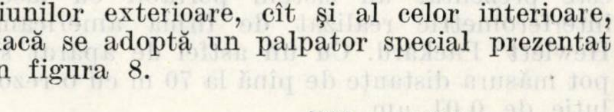


Fig. 8. Dispozitiv pentru controlul dimensiunilor interioare

Montaje asemănătoare pot fi imaginate şi pe alte tipuri de aparate de măsurat sau pe dipozitive special proiectate pentru un anumit tip de măsurări, de exemplu controlul filetelor, camelor sau conicităţilor. Două variante de poziţionare a elementelor într-un sistem de măsurare cu laser interferometric sînt schiţate în figura 9, dar pot exista şi alte soluţii funcţie de necesităţi sau de inventivitatea celui care efectuează controlul.

Unul dintre avantajele utilizării laserului în astfel de aplicaţii este acela că în procesul

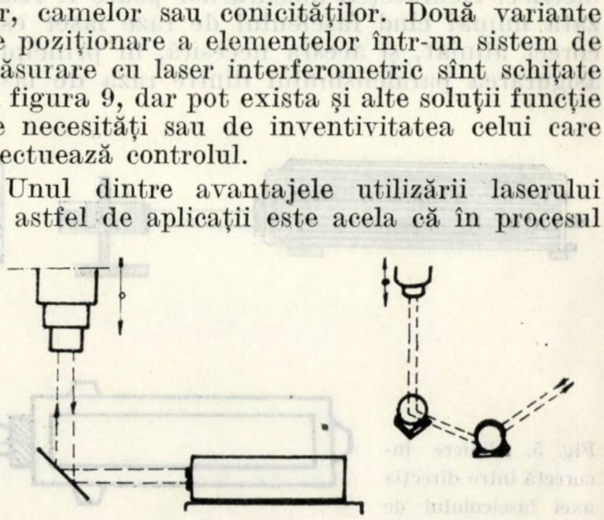


Fig. 9. Posibilităţi de poziţionare ale elementelor unui sistem de măsurare cu laser interferometric.

măsurării nu sînt necesare reglări suplimentare cu ajutorul etaloanelor, lucru important, deoarece în unele situații accesibilitatea acestora este dificilă, iar uneori chiar imposibilă. În condiții externe bine stabilite (presiune, temperatură și umiditate), rezultatele obținute utilizînd sisteme cu laser sînt de o precizie ridicată, astfel la controlul sferelor calibrate cu diametre cuprinse între 10 și 20 mm s-a stabilit o eroare medie pătratică ,,σ'' pentru o anumită schemă de măsurare, mai mică de 0,03 μm (0,01 μm rezoluție). Tendința actuală în construcția de mașini de măsurat este realizarea unor tipuri noi, folosind laserul, cu posibilități de control în trei coordonate, rezultatele cercetărilor fiind într-un stadiu destul de avansat.

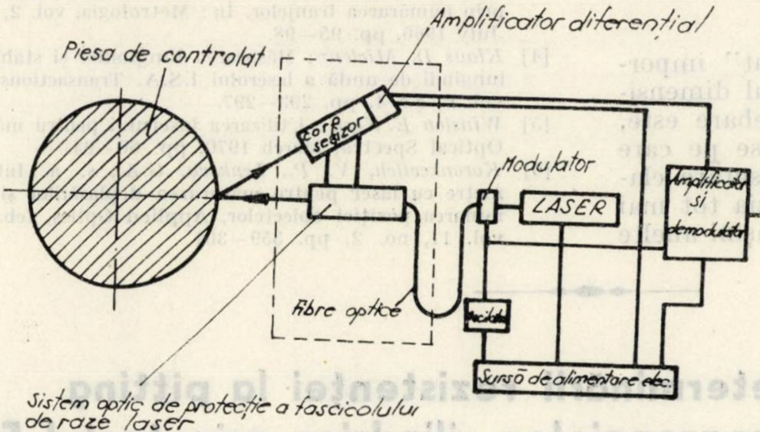

Amplificator diferențial
Piesa de controlat
Cap sesizor
Modulator
LASER
Amplificator și demodulator
Semnal de ieșire către sistemul de citire-înregistrare sau servo-amplificator
Fibre optice
Sursă de alimentare elec.
Sistem optic de protecție a fasciculului de raze laser

Fig. 10 Sistem optic de control fără contact cu lumină de la o sursă laser.

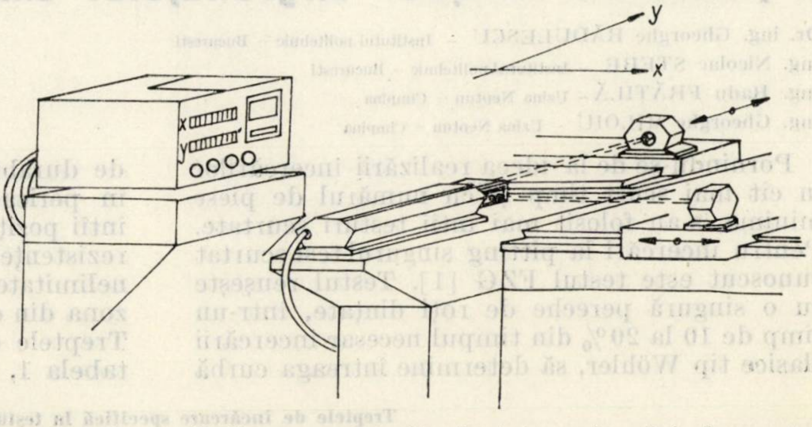


Fig. 11 Instalație de măsurat cu laser interferometric în două coordonate.

b) *Folosit la controlul activ, fără contact.* Un sistem optic de control fără contact cu lumina de la o sursă laser, este prezentat în figura nr. 10. Fasciculul de lumină provenit de la sursa laser este proiectat pe suprafața piesei de controlat, iar un cap sesizor înregistrează deplasările acestui spot în timpul perioadei de lucru. Se generează apoi un semnal electric de ieșire către un sistem de înregistrare sau către un servo-amplificator, mărimea semnalului fiind funcție de mărimea și direcția deplasării față de poziția inițială sau de ,,zero''. Rezoluția unei astfel de instalații este de 10 μm și poate fi aplicată cu bune rezultate la controlul activ pe mașini-unelte, în special pentru reglări și măsurări la prelucrarea unor piese din materiale ușor deformabile cînd se dorește eliminarea efortului de apăsare caracteristic metodelor de control cu contact.

c) *Sistem de măsurare pe mașini-unelte la prelucrări de înaltă precizie.* O instalație cu laser cu posibilități de măsurare în două coordonate este prezentată în figura 11.

Sursa de laser (laserul interferometric) este montată pe batiul mașinii-unelte, iar cele două prisme reflectate pe căruciоare. În aceste condiții au putut fi afectate măsurări de peste 2,5 m, cu o acuratețe de 3 μm (rezoluția 0,5 μm). Sistemul de citire al rezultatelor este digital și poate fi adus la zero în orice poziție a prismelor reflectante în lungul direcției de deplasare. În legătură cu folosirea laserului interferometric la controlul pe mașini-unelte au fost necesare rezolvarea următoarelor probleme:

1. Realizarea și menținerea aliniamentului dintre axa fasciculului de raze laser și axa de deplasare a căruciorului pe care este fixată prisma reflectantă, datorită utilizării unor soluții constructive extrem de precise pentru deplasarea sistemului mobil.

2. Lungimea de undă a radiației laser trebuie cunoscută cu suficientă precizie în condițiile atelierului uzinal pentru a se satisface cerin-

țele de acuratețe. Variațiile provocate de factorii externi trebuie calculate, iar corelațiile respective introduse în calculator.

3. Vibrațiile inerente atelierelor mecanice, precum și neuniformitatea deplasării căruciorului în timpul măsurării nu trebuie să afecteze precizia și acuratețea determinărilor.

Efectele datorită vibrațiilor longitudinale, în lungul axei fasciculului de raze laser, au fost eliminate utilizînd un circuit rapid de calcul. Rigiditatea construcției și sistemul optic folosit pot asigura menținerea aliniamentului în condiții normale de vibrație.

5. *Concluzii*

Va deveni laserul un ,,instrument'' important utilizat în industrie la controlul dimensiunilor? Răspunsul la această întrebare este, desigur, da. Avantajele spectaculoase pe care le prezintă, față de utilajele de măsurare clasice, confirmă această părere. Precizia tot mai ridicată cerută la prelucrările pe mașini-unelte necesită mijloace de măsurat corespunzătoare, cu un înalt grad de adaptabilitate, iar dispozitivele cu laser, așa cum s-a demonstrat și experimental, corespund acestor cerințe. Costul va fi cu siguranță mai redus pe măsura rezolvării unor aspecte tehnologice, asigurîndu-se producția de mare serie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fred, H. London* : Laser-interferometric. Instruments and Control Systems, nov. 1964, pp. 87—89.

[2] *McNish, A. G.* : Laser pentru măsurarea lungimilor. În : Science 146, 177, 1964.

[3] *Gillilland, K.E., Cook, H. D., Mielenz, K. D., Stephens, R.B.* : Utilizarea laserului pentru măsurarea lungimilor prin numărarea franjelor. În : Metrologia, vol. 2, No. 3, July 1966, pp. 95—98.

[4] *Klaus D. Mielenz* : Măsurarea lungimilor și stabilitatea lungimii de undă a laserului I.S.A. Transactions, 1967, vol. 6, No 4, pp. 293—297.

[5] *Winston E. Kock* : Utilizarea laserului pentru măsurări, Optical Spectra, March 1970, pp. 60—64.

[6] *Koronkevitch, V. P., Lenkova, G.A., ș. a.* : Interferometre cu laser pentru măsurarea deplasărilor și determinarea poziției obiectelor, Applied Optics, feb. 1972, vol. 11, no. 2, pp. 359—361.

◆

CZ 621.833.1 :620. 191.35

Considerații asupra determinării rezistenței la pitting a flancurilor dinților angrenajelor cilindrice prin testul FZG

Dr. ing. Gheorghe RĂDULESCU – Institutul politehnic – București
Ing. Nicolae STERE – Institutul politehnic – București
Ing. Radu FRĂȚILĂ – Uzina Neptun – Cîmpina
Ing. Gheorghe MILOIU – Uzina Neptun – Cîmpina

Pornindu-se de la ideea realizării încercărilor în cît mai scurt timp și cu numărul de piese minime, s-au folosit mai întîi testuri scurtate. Pentru încercări la pitting singurul test scurtat cunoscut este testul FZG [1]. Testul reușește cu o singură pereche de roți dințate, într-un timp de 10 la 20% din timpul necesar încercării clasice tip Wöhler, să determine întreaga curbă de durabilitate. Pentru aceasta se determină în perioade de încercări una după alta mai întîi poziția aproximativă a curbei în domeniul rezistenței limitate, apoi domeniul încercării nelimitate și din nou se stabilește mai exact zona din curba în domeniul rezistenței limitate. Treptele de încărcare prevăzute sînt cele din tabela 1, cu o creștere de la o treaptă la alta

Treptele de încărcare specifică la testul FZG *Tabela 1*

Treapta	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
B kgf/mm²	0,0100	0,0115	0,0133	0,0154	0,0178	0,0205	0,0237	0,0274	0,0316	0,0365
Treapta	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
B kgf/mm²	0,042	0,049	0,056	0,065	0,075	0,087	0,100	0,115	0,133	0,154
Treapta	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
B kgf/mm²	0,178	0,205	0,237	0,274	0,316	0,365	0,42	0,49	0,56	0,65
Treapta	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
B kgf/mm²	0,75	0,87	1,00	1,15	1,33	1,54	1,78	2,05	2,37	2,74

de 15%. Cu B s-a notat încărcarea specifică definită ca forța periferică P_{tr} raportată la lățimea danturii b și diametrul de rostogolire D_{r1}:

$$B = \frac{P_{tr}}{b \cdot D_{r1}} \quad [\text{kgf/mm}^2]. \qquad (1)$$

Testul se aplică numai angrenajelor îmbunătățite. Programul de încercări al testului este indicat în tabela 2. Determinarea timpului încercării următoare depinde de valoarea cu care a crescut suprafața afectată de pitting în încercarea precedentă. Încercările încep cu poziția A și cu treapta de încercare 16 la care $B = 0{,}1$ kgf/mm². Fiecare perioadă de încercare se adoptă ca un multiplu f_N de un număr minim de cicluri la pinion $N_{\min}$:

$$N = f_N \cdot N_{\min} \text{ (cicluri la pinion)} \qquad (2)$$

Tabela 2

Programul testului de pitting FGZ

Funcționarea	Încărcarea	f_N	Valorificarea $\Delta S < 0{,}1 <$	$\Delta S < 0{,}2 <$	$\Delta S < 0{,}4 <$	$\Delta S < 1{,}0 <$	ΔS
A	16	1	−D	+C	+B	+B	+B
B	−3	1	−D	−C	−C	−B	−B
C	0	1	−D	+E	+F	+G	+G
D	+3	1	−D	+E	+F	+G	+G
E	−2	1+3	−H	+J	+K	+L	+F
F	−3	2+3	−H	+J	+K	+L	+F
G	−4	2+3	−H	+J	+K	+L	+F
H	0	+7	+N	+N	+J	+K	+M
J	−1	2+10	+P	+P	+J	+K	+M
K	−2	2+10	+Q	+O	+J	+K	+M
L	−3	2+10	+N	+N	+J	+K	+M
M	−3	2+3	−H	+J	+K	+L	+M
N	+1	10	+O	+O	+R	+R	+S
O	+1	10	+P	+P	+R	+R	+S
P	+1	10	+O	+O	+R	+R	+S
Q	+2	10	+O	+O	+R	+R	+S
R	+2	3	+7+ +R	+R	+R	+S	+S
S	+2	1	+2+ +S	+S	+S	+SFÎRȘIT	

Numărul minim de cicluri este necesar pentru a apărea pitting și el este egal cu $0{,}5 \cdot 10^6$ la $i < 1{,}65$, iar la $i > 1{,}65$ cu $i \cdot 0{,}3 \cdot 10^6$ cicluri la pinion. Experiențele au demonstrat că în momentul modificării încărcării, modificarea pittingului nu se produce imediat, fiind nevoie de o perioadă de liniștire de 1 la 2 $N_{\min}$. Această perioadă nu se consideră la valorificare. Baza scurtării perioadei de încercare o constituie ipoteza variației proporționale a suprafeței afectate de pitting cu numărul de cicluri. Se încearcă angrenajul la o anumită sarcină un număr de cicluri N, iar pentru acest interval se determină creșterea suprafeței ocupată cu pitting ΔG. Prin extrapolare liniară se determină numărul de cicluri limită $N_{\lim}$ la care suprafața ocupată cu pitting reprezintă 2%, adică

$$N_{\lim} = \frac{2\,\%}{\Delta G\,\%} N \text{ (cicluri la pinion)}. \qquad (3)$$

Dacă $N_{\lim}$ este mai mare decît $5 \cdot 10^7$ cicluri, înseamnă că pentru această încărcare angrenajul rezistă nelimitat. Pentru a nu se introduce erori mari se extrapolează de maximum 10 ori.

Pe baza acestui test au fost încercate patru perechi de roți dințate. În tabela 3 se dă valorificarea rezultatelor obținute cu perechea $P_1 + R_1$, iar în figura 1 curba respectivă de oboseală a flancului dintelui trasată cu rezultatele din tabela 3. Se precizează că încercările s-au efectuat cu pinion călit și rectificat și roata îmbunătățită și frezată, ciupirea flancului apărînd numai la piciorul dinților roții. În figura 2

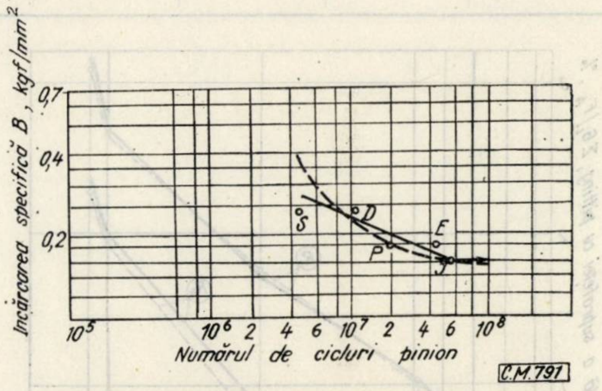


Fig. 1. Curba de oboseală a flancurilor dinților angrenajului $P_1 + R_1$.

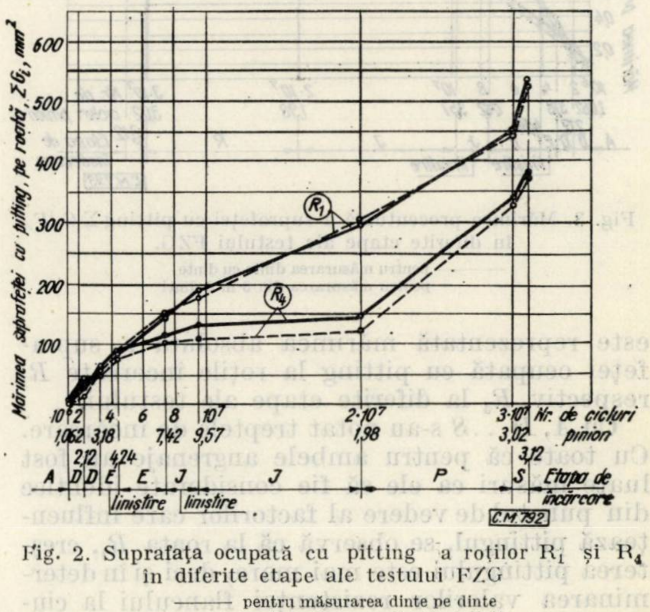


Fig. 2. Suprafața ocupată cu pitting a roților R_1 și R_4 în diferite etape ale testului FZG

——— pentru măsurarea dinte pe dinte
– – – pentru măsurarea din 3 în 3 dinți

Tabela 3

Valorificarea rezultatelor la testul FZG pentru angrenajul I

Perioada de funcționare	Treapta de încărcare	B kgf/mm²	$N\cdot10^{-6}$	$\frac{\Sigma}{FA}Gi$ [%]	$\Delta\frac{\Sigma Gi}{FA}$ [%]	$N_{\lim}10^{-6}$	Incercarea următoare cf. tab. 2
A	16	0,100	1,062	0,09	0,09	—	−D
D	19	0,154	1,062	0,16	0,07	—	−D
D	22	0,237	1,062	0,37	0,21	$\frac{2\cdot1,062}{0,21}=10,1$	+E
						Perioadă de liniștire	
E	20	0,178	1,062 3,186	0,51 0,66	0,14 0,15	$\frac{2\cdot3,186}{0,15}=42,3$	+J
						Perioadă de liniștire	
J	19	0,154	2,124 10,62	0,73 0,82	0,07 0,09	$\frac{2\cdot10,62}{0,09}=236>50\rightarrow$	+P
P	20	0,178	10,62	2,00	1,18	$\frac{2\cdot10,62}{1,18}=18$	+S
S	22	0,237	1,062	2,42	0,42	$\frac{2\cdot1,062}{0,42}=5$	SFÎRȘIT

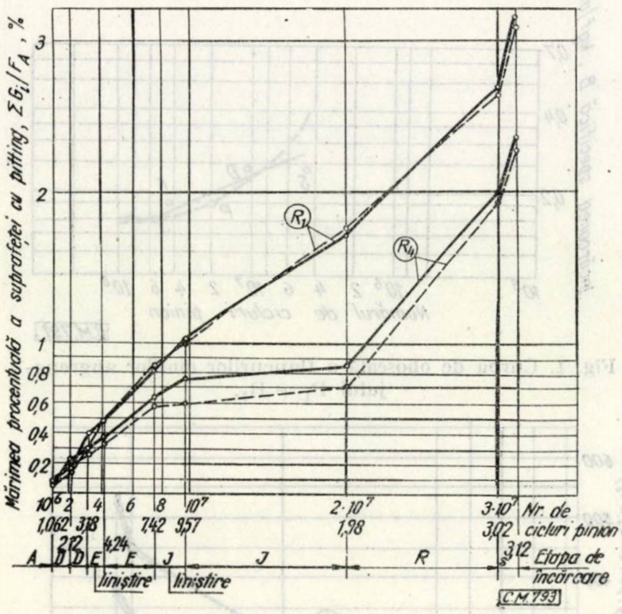


Fig. 3. Mărimea procentuală a suprafeței cu pitting $\Sigma G_i/F_A$ în diferite etape ale testului FZG.

——— pentru măsurarea dinte cu dinte
– – – pentru măsurarea din 3 în 3 dinți

este reprezentată mărimea absolută a suprafeței ocupată cu pitting la roțile încercate R_1 respectiv R_4 la diferite etape ale testului.

Cu $A, D\ldots S$ s-au notat treptele de încărcare. Cu toate că pentru ambele angrenaje au fost luate măsuri ca ele să fie considerate identice din punctul de vedere al factorilor care influențează pittingul, se observă că la roata R_1, creșterea pittingului este mai mare, deci și în determinarea valorilor rezistenței flancului la ciupire apare o împrăștiere inerentă a rezultatelor. Măsurarea suprafeței ocupată cu pitting pe toți dinții roții cere un timp foarte lung. Dacă se extrag din citirea pittingului la toți dinții valorile din 3 în 3 dinți și se înmulțesc apoi cu trei se obțin curbele reprezentate cu linie întreruptă. Eroarea ce se face este admisibilă. Ipoteza de bază a testului — creșterea liniară a pittingului cu numărul de cicluri, la aceeași încărcare — este, în cadrul anumitor limite, dovedită și de experiențele efectuate.

În figura 3 se dau rezultatele din figura 2 însă procentual în raport cu suprafața totală activă. Pentru a nu apărea curgere plastică la flancurile roților dințate, testul se oprește cînd se atinge 4% pitting. Numărul de ciupituri care apar pe flancurile dinților în diferitele etape ale testului reies din figura 4. De reținut este mai ales numărul foarte mare de ciupituri. De exemplu, la roata R_1 în perioada J, care dă punctul de durabilitate nelimitată, sînt circa 1 800 ciupituri. Deci adoptarea unui număr de ciupituri de circa 40 la 50, ca bază de determinare a rezistenței la pitting este mult prea relativă. Aceasta cu atît mai mult cu cît nici nu se prevede de la ce mărime a ciupiturilor ele trebuie considerate. Chiar în felul cum apar ciupiturile pe dinți există deosebire. De exemplu, la roata R_1 ele au apărut multe și mici de la început, iar la roata R_4 au apărut și au rămas pînă la sfîrșit mai puține dar mai mari. Și figura 12 demonstrează că se poate citi din 3 în 3 dinți fără a face o eroare prea mare. Pentru a se realiza o idee asupra mărimii ciupiturilor și a felului cum cresc acestea cu numărul de cicluri, în figura 5 s-a reprezentat numărul de ciupituri pe roată repartizat în grupe de mărimi: 0,1 la 0,5 mm², 0,6 la 1 mm² şi respectiv peste 1 mm². Se observă că predomină ciupiturile cu suprafaţa pînă la 0,5 mm².

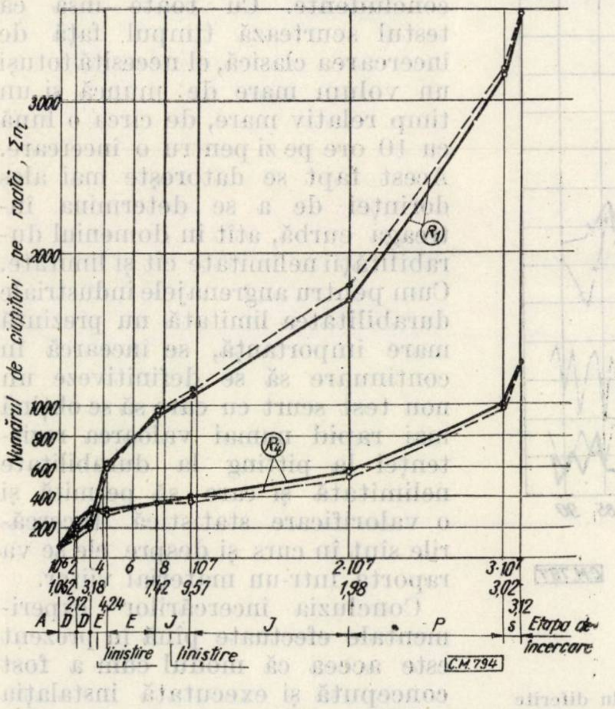


Fig. 4. Numărul de ciupituri pe roată Σn_i în diferite etape ale testului FZG

——— pentru măsurarea dinte cu dinte
— — — pentru măsurarea din 3 în 3 dinţi

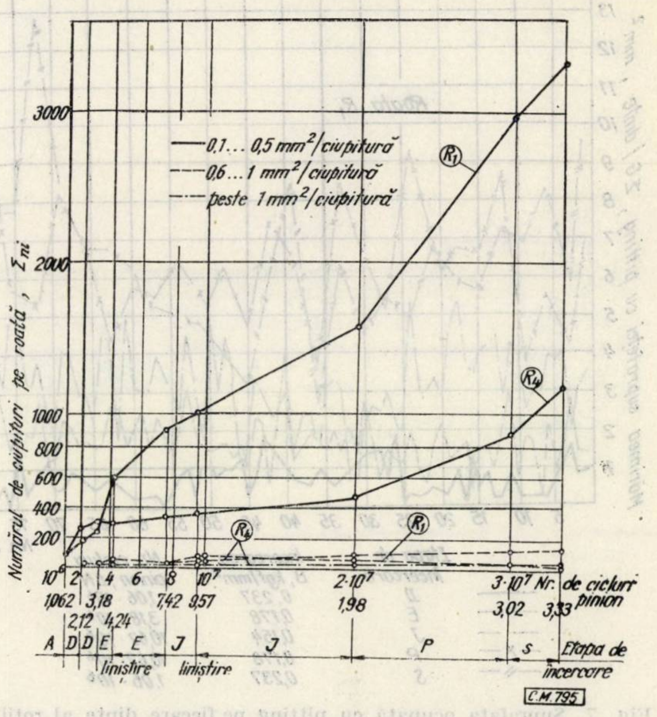


Fig. 5. Numărul de ciupituri pe roată repartizate în grupe de mărimi pentru diferite etape de încercare:

a — pentru roata R_1; *b* — pentru roata R_4

Modul cum variază numărul de ciupituri pe dinţii roţii R_1 şi respectiv la acelaşi dinte la diferite etape ale testului se arată în diagramele din figura 6. Numărul de ciupituri nu se realizează uniform pe toţi dinţii mai ales din cauza erorilor de fabricaţie care provoacă încărcări diferite pe dinţi. Varierea ciupiturilor pe dinţi fiind însă întîmplătoare se poate citi pittingul din 3 în 3 dinţi astfel încît să nu apară erori prea mari. Reducerea numărului de dinţi şi mai mult ar duce la erori mari. În general trebuie măsurat cel puţin 30 dinţi la o roată. Figura 7, în care s-a reprezentat mărimea suprafeţei ocupată cu pitting pe fiecare dinte şi respectiv la diferite etape de încercare la roata R_1, demonstrează că se păstrează aceeaşi alură ca şi la variaţia numărului de ciupituri din figura 6. De remarcat că se ating valori de ordinul 5 la 10 mm² pentru un dinte. Dacă din aceste diagrame se determină suprafaţa medie a ciupiturilor se obţin diagramele din figura 8, care demonstrează că ciupiturile la roata R_1 erau în medie mai mici. Valorile

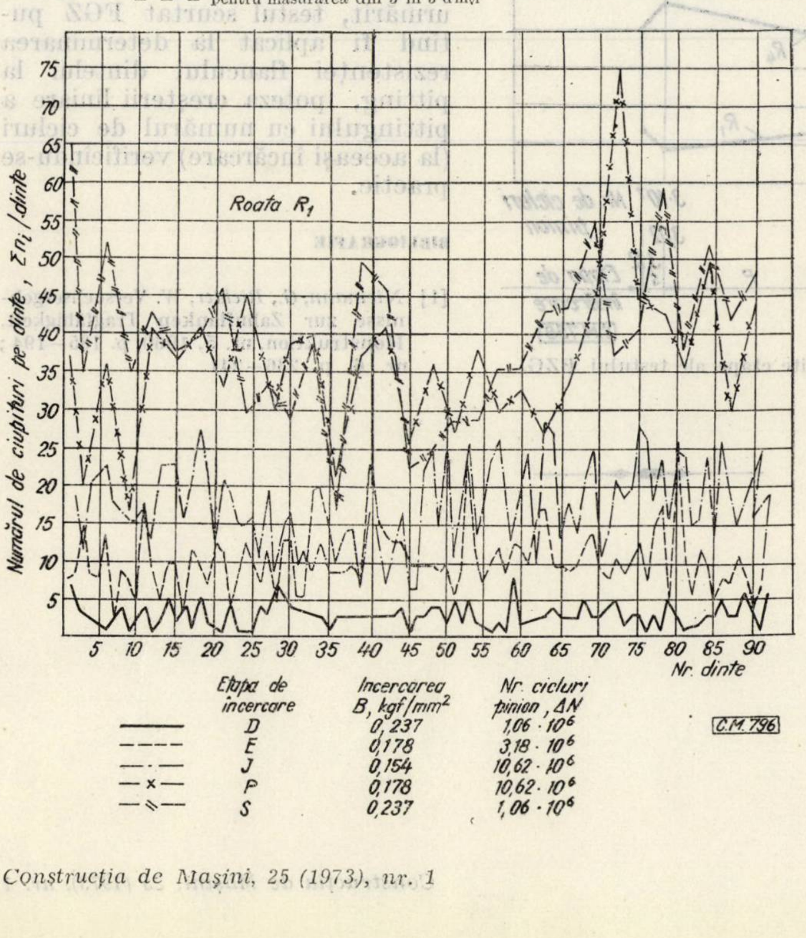


Fig. 6. Numărul de ciupituri pe fiecare dinte al roţii R_1 în diferite etape ale testului.

medii ale ciupiturilor de ordinul 0,1 la 0,3 mm² se pot citi precis cu microscopul construit. De remarcat că nu există o creştere continuă a mărimii ciupiturilor cu numărul de cicluri, pentru că se dezvoltă mereu altele noi.

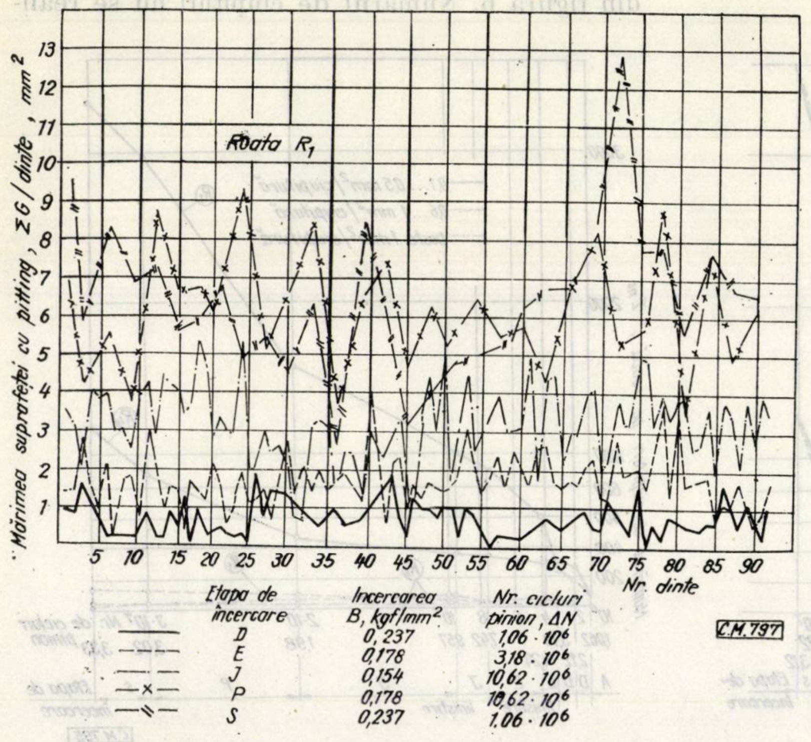


Fig. 7. Suprafaţa ocupată cu pitting pe fiecare dinte al roţii R_1 în diferite etape ale testului FZG:

a – pentru roata R_1; *b* – pentru roata R_4

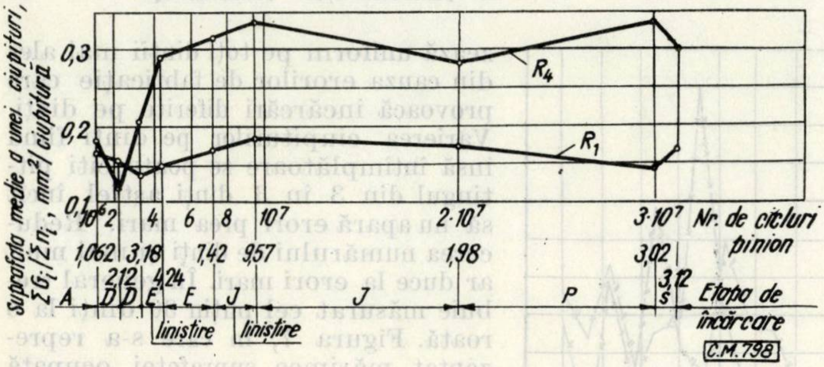


Fig. 8. Suprafaţa medie a unei ciupituri în diferite etape ale testului FZG.

Încercările preliminare efectuate pe baza testului FZG au dovedit că el poate fi aplicat şi se obţin valori concludente. Cu toate însă că testul scurtează timpul faţă de încercarea clasică, el necesită totuşi un volum mare de muncă şi un timp relativ mare, de circa o lună cu 10 ore pe zi pentru o încercare. Acest fapt se datoreşte mai ales dorinţei de a se determina întreaga curbă, atît în domeniul durabilităţii nelimitate cît şi limitate. Cum pentru angrenajele industriale durabilitatea limitată nu prezintă mare importanţă, se încearcă în continuare să se definitiveze un nou test scurt cu care să se obţină mai rapid numai valoarea rezistenţei la pitting la durabilitate nelimitată şi care să permită şi o valorificare statistică. Încercările sînt în curs şi despre ele se va raporta într-un material viitor.

Concluzia încercărilor experimentale efectuate pînă în prezent este aceea că modul cum a fost concepută şi executată instalaţia de încercare cu aparatura anexă şi metoda de determinare a pittingului corespunde corect scopului urmărit, testul scurtat FGZ putînd fi aplicat la determinarea rezistenţei flancului dintelui la pitting, ipoteza creşterii liniare a pittingului cu numărul de cicluri (la aceeaşi încărcare) verificîndu-se practic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Niemann, G., Richter, W.* Versuchsergebnisse zur Zahnflanken Tragfähigkeit. Konstruktion, nr. 5, 1960, p. 185–194; nr. 6, p. 236–241.

◆

CZ 629.114.2–535

Funcționarea transformatoarelor mecanice de cuplu în trepte în regim tranzitoriu

Prof. dr. ing. Mircea SOARE, ing. Dumitru MARINCAȘ și ing. Erol MURAD – Institutul politehnic – București

Transformatoarele de cuplu utilizate în prezent în construcția transmisiei tractoarelor, împreună cu schimbătoare de viteze clasice cu trepte, permit modificarea raportului de transmitere în timpul deplasării agregatului fără întreruperea fluxului de putere, ceea ce influențează pozitiv asupra productivității și ușurează munca conducătorului. De asemenea, utilizînd transformatoarele de cuplu se poate realiza pornirea de pe loc la viteze mai reduse decît cea de lucru, fapt care permite îmbunătățirea condițiilor de accelerare a agregatului.

În general, toate transformatoarele de cuplu realizează două rapoarte de transmitere distincte : un raport egal cu unitatea (priza directă) și unul diferit de unitate, supraunitar sau subunitar, după cum transformatorul este amplificator sau demultiplicator de cuplu.

Soluțiile constructive existente pot fi grupate după tipul mecanismului reductor în transformatoare de cuplu planetare și neplanetare. Ambele categorii cuprind, pe lîngă mecanismul reductor propriu-zis, două subansamble dintre care unul are rolul de blocare—ambreiaj cu fricțiune (A) sau cuplaj unidirecțional (CU) — iar celălalt de frînare—frînă cu bandă (F) sau cuplaj unidirecțional. În tabela 1 sînt prezentate soluții constructive de transformatoare de cuplu planetare și neplanetare, precizîndu-se firma producătoare, relația de calcul a raportului de transmitere diferit de unitate precum și elementele de blocare și frînare.

În lucrările de specialitate [1], [2], [3] sînt abordate îndeosebi probleme referitoare la studiul utilizării amplificatoarelor de cuplu în perioada tranzitorie de pornire de pe loc și accelerare a agregatului tractor mașină de lucru. În mai mică măsură sînt analizate procesele tranzitorii ce apar la modificarea raportului de transmitere în timpul efectuării procesului tehnologic. Lucrarea de față își propune să abordeze problema studiului procesului de comutare din treapta de priză directă în treaptă amplificatoare de cuplu și invers.

Schema structurală de studiu cinematic și dinamic al transformatoarelor de cuplu planetare și neplanetare este prezentată în figura 1.

Notațiile din figură au următoarele semnificații :

J_m este momentul de inerție al maselor în mișcare ale motorului, inclusiv volantul, redus la arborele conducător al transformatorului de cuplu ;

M_m, ω_i — momentul motor respectiv viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit al motorului, redus la arborele conducător al transformatorului de cuplu (TC) ;

MR — mecanismul reductor prevăzut cu elementul de frînare E sau CU și elementul de blocare A sau CU ;

J_{ag} — momentul de inerție al agregatului redus la arborele condus al transformatorului de cuplu (TC) ;

M_r, ω_e — momentul rezistent și viteza unghiulară a arborelui condus al transformatorului de cuplu (TC) ;

ω_f — viteza unghiulară a elementului frînat.

Pentru a putea aborda analiza propusă se impune examinarea modului de funcționare a schemelor tipice la trecerea din treapta lentă (corespunzătoare raportului de transmitere cu valoare mai mare) la treapta rapidă (corespunzătoare raportului de transmitere cel mai mic) și invers, de la treapta rapidă la cea lentă (tabela 1). Transformatorul de cuplu utilizat în transmisia tractoarelor românești U— 650, U—651 (tabela 1, poz. 1) precum și la tractoarele străine MTZ—50, MTZ—80 și Farmall IHC este un amplificator de cuplu planetar hipocicloidal. Discul conducător *1* al ambreiajului A este solidar în mișcarea de rotație cu arborele conducător *2* al transformatorului de cuplu și cu roata solară *3*, care primesc mișcarea de la discul condus al ambreiajului principal al transmisiei. Tamburul *4* al ambreiajului A este solidar cu brațul port sateliți al reductorului planetar. În mod obișnuit A este cuplat și roata solară este solidară cu brațul portsateliți. În acest mod se elimină gradul de libertate excedentar al reductorului planetar diferențial și el se va roti ca un tot unitar realizînd

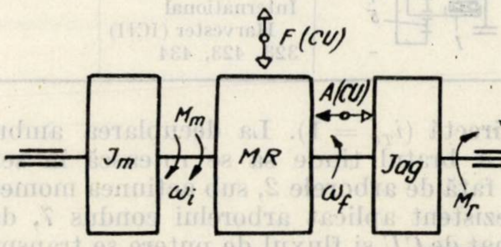
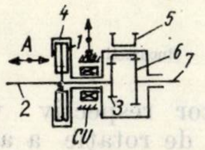
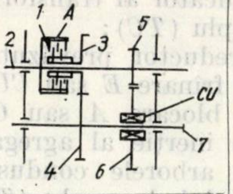
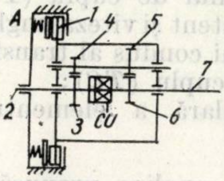
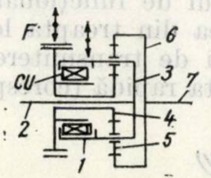


Fig. 1

Tabela 1

Nr. crt.	Transformatorul de cuplu	Tractorul (firma-marca)	Raport de transmitere		Element de acţionare a M.R.	
			lent	rapid	blocare	frînare
1		U650 (UTB) U651 (UTB) MTZ−50 MTZ−52M, 80 Super Formall (IHC)	$i^l_{TC}=\frac{z_4}{z_3}\cdot\frac{z_6}{z_5}>1$	$i^r_{TC}=1$	Ambreiaj cu frecare uscată, permanent cuplat, cu acţionare de la maneta de comandă	Cuplă unidirecţională pe braţul portsateliţi
2		Massey Ferguson MF 135 MF 165 MF 177	$i^l_{TC}=\frac{z_6}{z_5}>1$	$i^r_{TC}=\frac{z_3}{z_4}=1$	Ambreiaj multilamelar cu funcţionare în ulei şi comandă hidraulică	Cuplă undirecţională între roata 6 şi axul de ieşire
3		Deutz D 5005 D 6005 D 8005	$i^l_{TC}=1$	$i^r_{TC}=\frac{z_4}{z_3}\cdot\frac{z_6}{z_5}<1$	Cuplă unidirecţională între axul de intrare şi cel de ieşire	Ambreiaj cu frecare uscată între carcasă şi braţul portsateliţi
4		FORD Super Major 5000 Major 4000 Super Dexta 3000 Dexta 2000 International Harvester (ICH) 323, 423, 434	$i^l_{TC}=1$	$i^r_{TC}=\frac{k}{1+k}<1$ $k=\frac{z_6}{z_5}$	Cuplă undirecţională pe braţul portsateliţi şi roată planetară	Frînă cu bandă cu servocomandă hidraulică, permanent cuplată, în ulei

priza directă ($i_{TC}=1$). La decuplarea ambreiajului *A* braţul tinde să se rotească în sens contrar faţă de arborele *2*, sub acţiunea momentului rezistent aplicat arborelui condus *7*, dar este frînat de *CU* şi fluxul de putere se transmite prin elementele dinţate *3*, *4*, *5* şi *6* cu un raport de transmitere supraunitar ($i_{TC}>1$) corespunzător treptei lente de funcţionare.

Transformatorul de cuplu de tip Multi-Power folosit la transmisia tractoarelor firmei Massey-Ferguson (poz. 2) este alcătuit din ambreiajul *A* cu comandă hidraulică care este montat pe axul de intrare *2*, pe care roata 3 este liberă. Roata 4 are acelaşi număr de dinţi cu roata *3* şi este fixată pe axul *7*. Roata *5* este fixată rigid pe axul *2* şi cuplează cu roata 6 care poate antrena axul *7* prin intermediul *CU*.

Pentru funcţionarea în treapta rapidă ambreiajul *A* este cuplat, roata *4* şi axul *7* au aceeaşi turaţie cu axul de intrare *2*, iar *CU* este deblocat deoarece roata *6* are turaţie mai redusă decît a roţii *4*. Pentru trecerea la treapta lentă se decuplează *A*, care începe să patineze, astfel că turaţia roţii *4* scade pînă la valoarea turaţiei roţii *6* după care *CU* se blochează şi momentul este transmis prin roţile *5*, *6* şi *CU* la axul de ieşire *7*.

La trecerea de la treapta lentă la treapta rapidă, se comandă cuplarea lui *A*, astfel că momentul transmis la roata *4* creşte continuu preluînd o parte din momentul rezistent; atunci cînd ambreiajul preia tot momentul rezistent, turaţia roţii *4* devine mai mare decît cea a roţii *6* şi ca urmare se deblochează *CU* urmînd o perioadă de accelerare a agregatului.

Transformatorul de cuplu în trepte de tip Multimat Deutz (poz. 3), este de tip multiplicator de turaţie, adică la treapta lentă realizează $i_{TC}=1$, iar la treapta rapidă $i_{TC}<1$. La funcţionare în treaptă rapidă, ambreiajul *A* este cuplat şi astfel corpul 8 al transformatorului de cuplu este blocat faţă de carcasă. Perechile de roţi *3*, *4*, şi *5*, *6* produc o mărire a turaţiei astfel că $\omega_e>\omega_i$ şi *CU* este deblocat. La trecerea de la treapta rapidă la treapta lentă se decuplează progresiv *A*, corpul *8* începe să se rotească datorită momentului de reacţiune, ω_e scade pînă cînd *A* este complet decuplat şi datorită momentului rezistent care tinde să scadă în continuare se blochează *CU*; mişcarea se transmite de la *2*, prin *CU* direct la *7*.

La trecerea de la treapta lentă la treapta rapidă *A* se cuplează progresiv, creînd un moment de reacţiune care conduce la deblocarea *CU*,

ω_e mărindu-se pînă cînd A este complet cuplat.

Transformatorul de cuplu planetar epicicloidal al tractoarelor IHC (323, 423, 434) precum şi al tractoarelor Ford echipate cu transmisia Select-o-speed (poz. 4) este caracteristic pentru grupa transformatoarelor demultiplicatoare de cuplu. Mişcarea primită de la arborele ambreiajului principal este transmisă prin intermediul arborelui conducător *2* al transformatorului de cuplu la braţul port-sateliţi *3* al transmisiei planetare. Coroana dinţată epicicloidală *6* este solidară cu arborele primar *7* al schimbătorului de viteze. Prin frînarea roţii dinţate solare *4* cu ajutorul frînei cu bandă F se obţine un raport subunitar. Prin decuplarea frînei se blochează CU; raportul de transmitere se modifică devenind egal cu unitatea, ceea ce corespunde prizei directe.

În procesul trecerii transformatorului de cuplu de la treapta lentă la treapta rapidă se disting trei etape:

Etapa întîia corespunde începutului cuplării ambreiajului A sau frînei F pînă la începerea rotirii braţului, $t = t_1$. Între $0-t_1$, momentul reactiv pe cupla unidirecţională M_{CU} care acţionează asupra braţului scade pe măsură ce momentul de frecare M_A al ambreiajului creşte; motorul preluînd crescător o parte din acţiunea braţului asupra CU (M_{CU}). În această perioadă motorul se încarcă şi se modifică raportul de transmitere dinamic al transformatorului de cuplu. Momentul M_{CU} atinge valoarea zero cînd $M_A(M_F)$ a devenit suficient de mare pentru ca motorul să poată prelua complet acţiunea braţului şi braţul începe să se rotească. Raportul de transmitere cinematic în această perioadă se poate considera constant pentru că $\omega_f = 0$.

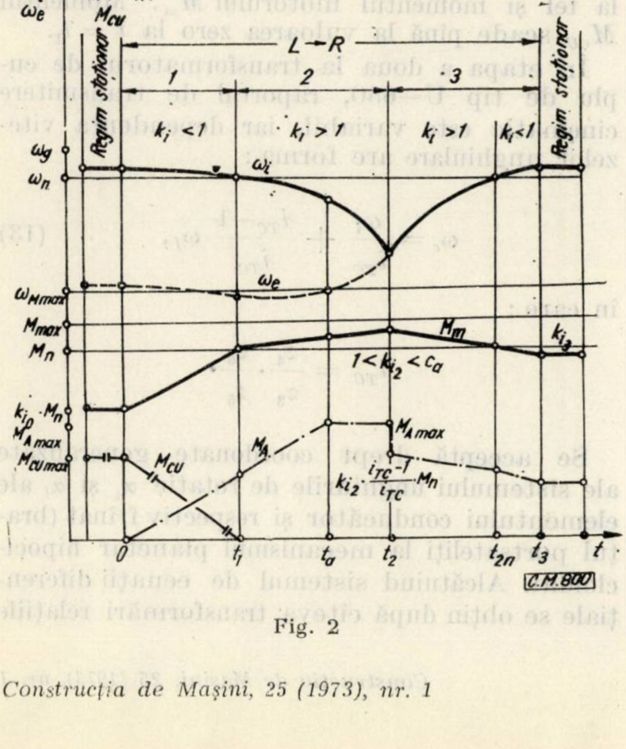


Fig. 2

Etapa a doua corespunde perioadei t_1-t_2 la sfîrşitul căreia încetează pătinarea ambreiajului şi deci vitezele unghiulare ale arborelui conducător, a celui condus şi al braţului portsateliţi devin egale ($\omega_i = \omega_e = \omega_f$). În această etapă mecanismul are două grade de libertate, este deci diferenţial şi în consecinţă raportul de transmitre se modifică corespunzător. Momentele de frecare ale ambreiajului A şi respectiv frînei F, ating valorile maxime:

$$M_{A_{max}} = \beta_A\left(\frac{i_{TC}-1}{i_{TC}}\right) M_n, \qquad \text{(tabela 1, poz. 1)}$$

$$M_{A_{max}} = \beta_A \cdot M_n, \qquad \text{(tabela 1, poz. 2)}, \quad (1)$$

$$M_{F_{max}} = \beta_F \cdot M_n, \qquad \text{(tabela 1, poz. 4)}$$

în care:

β_A este coeficientul de siguranţă al ambreiajului;

β_F — coeficientul de siguranţă al frînei F la treapta rapidă;

i_{TC} — raportul de transmitere total în treapta lentă a transformatorului de cuplu.

Etapa a treia este cuprinsă între t_2-t_3, adică din momentul egalizării vitezelor unghiulare, $\omega_i = \omega_e$, pînă în momentul în care, în urma accelerării comune a motorului şi agregatului, se realizează regimul staţionar de viteză în treapta rapidă corespunzătoare.

Ecuaţiile de mişcare în etapa 1-a în cazul transformatorului de cuplu de tip U—650 au forma:

$$J_m \cdot \varepsilon_i = M_m - M_A - M_3,$$

$$J_{ag} \cdot \varepsilon_e = M_6 - M_r. \qquad (2)$$

În sistemul de ecuaţii (2) se respectă condiţiile $\omega_i = i_{FC} \cdot \omega_e$ şi respectiv $M_6 = i_{TC}\, M_3$, iar legea de variaţie a momentului de frecare al ambreiajului şi a momentului motor (fig. 2), se acceptă liniare adică:

$$M_A = M_{A_{max}} \cdot \frac{t}{t_a}, \qquad (3)$$

$$M_m = M_n\left[ki_0 + \frac{t\,(1-ki_0)}{t_1}\right], \qquad (4)$$

în care:

t_a este durata de cuplare a ambreiajului;

ki_0 — coeficientul de încărcare al motorului la $t = 0$.

Soluţia generală are forma:

$$\omega_i = \omega_{if} + M_n \frac{t^2\left[\dfrac{1-ki_0}{t_1} - \dfrac{\beta_A}{t_a}\left(\dfrac{i_{TC}-1}{i_{TC}}\right)\right]}{J_m + \dfrac{J_{ag}}{i_{TC}}}, \qquad (5)$$

$$\omega_e = \frac{\omega_i}{i_{TC}}, \qquad (6)$$

în care ω_{if} este viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului în regim staționar de funcționare.

Se observă din relațiile precedente că vitezele unghiulare ω_i și ω_e scad în perioada $0-t_1$ dacă se îndeplinește condiția :

$$ki_0 < 1 - \frac{\beta_A \cdot t_1}{t_a}\left(\frac{i_{TC}-1}{i^e_{TC}}\right).$$

Momentul care acționează pe CU se determină din ecuația de echilibru dinamic :

$$M_{CU} = M_r - M_m + \left(J_m + J_{ag}\frac{1}{i_{TC}}\right)\varepsilon_i \quad (7)$$

Știind că :

$$\varepsilon_i = \frac{d\,\omega_i}{dt} = \frac{M_m - \left(M_A + \frac{M_r}{i_{TC}}\right)}{J_m + J_{ag}\cdot\frac{1}{i^2_{TC}}},$$

rezultă :

$$M_{CU} = M_n\left[ki_0(i_{TC}-1) + \frac{t(1-ki_0)}{t_1}(k_J - 1) - \beta_A K_y \frac{t}{t_a}\right], \quad (8)$$

în care :

$$k_J = \frac{J_m + J_{ag}\cdot\frac{1}{i_{TC}}}{J_m + J_{ag}\cdot\frac{1}{i^2_{TC}}}.$$

La $t = 0$ momentul care acționează asupra CU are valoarea maximă

$$M_{\mathrm{CU}_{max}} = ki_0\, M_n\,(i_{TC} - 1). \quad (9)$$

Durata etapei 1-a, t_1, se calculează din condiția ca momentul de pe CU să fie nul la $t = t_1$. În acest mod se obține :

$$t_1 = \frac{ki_0(i_{TC} - 1) + (1-ki_0)K_y - 1)}{\beta_A\cdot k_J}\cdot t_a. \quad (10)$$

Se observă că durata $0-t_1$ depinde de valoarea coeficientului de încărcare al motorului ki_0, de coeficientul adimensional k_J, de coeficientul de siguranță β_A al ambreiajului, precum și de durata t_a de cuplare a ambreiajului. Dacă t_a și ki_0 cresc, durata $0-t_1$ se mărește, iar dacă β_A și k_J cresc, durata etapei 1-a scade.

În cazul transformatorului de cuplu Multi-Power ecuația variației momentului motor în etapa întîia are forma :

$$M_m = \beta_A\cdot M_n\cdot\frac{t}{t_a} + \frac{1}{i_{TC}}(M_r - J_{ag}\,\varepsilon_e) - J_m\cdot\varepsilon_i \quad (11)$$

Avînd în vedere că $\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt}$ și că $\varepsilon_i = i_{TC}\cdot\varepsilon_e$ prin integrarea ecuației precedente se obține soluția generală sub forma :

$$\omega_i = K_1 + (\omega_0 - K_3)\,e^{K_2} - K_3\cdot t \quad (12)$$

unde :

ω_g este viteza unghiulară de mers în gol pe caracteristica de regulator;

ω_0 — viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului la $t = 0$;

$$K_1 = \frac{\beta_A\cdot\Delta^2\omega J_{ech} - t_a\left[M_r - M_n\cdot i_{TC}\left(1 + \frac{\omega_n}{\Delta\omega}\right)\right]\Delta\omega}{M_n\, t_a\, i_{Tc}}$$

$$\Delta\omega = \omega_g - \omega_n;$$

$$K_2 = \frac{M_n}{J_{ech}\cdot\Delta\omega};$$

$$K_3 = \frac{\beta_A\cdot\Delta\omega}{t_a};$$

$$J_{ech} = J_m + \frac{1}{i_{TC}}\cdot J_{ag}.$$

Din soluția generală (12) se observă că turația motorului scade, deci scade turația de ieșire ω_e și implicit viteza tractorului, deoarece în această etapă raportul de transmitere rămîne constant.

Momentul ambreiajului M_A crește continuu, la fel și momentul motorului M_m. Momentul M_{CU} scade pînă la valoarea zero la $t = t_1$.

În etapa a doua la transformatorul de cuplu de tip U—650, raportul de transmitere cinematic este variabil, iar dependența vitezelor unghiulare are forma :

$$\omega_e = \frac{\omega_i}{i_{TC}} + \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}}\,\omega_f, \quad (13)$$

în care :

$$i_{TC} = \frac{z_4}{z_3}\cdot\frac{z_6}{z_5}.$$

Se acceptă drept coordonate generalizate ale sistemului unghiurile de rotație α_i și α_f ale elementului conducător și respectiv frînat (brațul portsateliți la mecanismul planetar hipocicloidal. Alcătuind sistemul de ecuații diferențiale se obțin după cîteva transformări relațiile corespunzătoare transformatorului de cuplu hipocicloidal:

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{J_{ech_1} \cdot M_m - \left(J_{ech_1} + \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}^2} J_{ag}\right) M_a - \frac{1}{i_{TC}} M_r J_f}{J_{ech_1} \cdot J_m + J_{ag} \cdot J_f \frac{1}{i_{TC}^2}} = \tag{14}$$

$$\frac{d\omega_f}{dt} = \frac{M_A - \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}} M_r}{J_{ech_1}} - \frac{J_{ag} \cdot \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}^2}}{J_{ech_1}} \cdot \frac{d\omega_i}{dt} \tag{15}$$

în care J_f este momentul de inerţie al elementului frînat, iar:

$$J_{ech_1} = J_f + J_{ag}\left(\frac{i_{TC}-1}{i_{TC}}\right)^2.$$

Soluţia sistemului se poate determina acceptînd următoarele legi de variaţie a momentelor:

$$M_m = M_n\left[1 + (ki_2 - 1)\frac{t - t_1}{t_2 - t_1}\right]; \tag{16}$$

$$M_A = \beta_A \cdot M_n \cdot \frac{t}{t_a} \cdot \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}}. \tag{17}$$

Avînd în vedere că $M_r = k_i \cdot i_{TC} \cdot M_n$ şi că la $t = t_2$, $M_m = k_{i2} \cdot M_n$ se obţine prin integrarea ecuaţiei (14) soluţia corespunzătoare pentru intervalul $t \in [t_1, t_a]$:

$$\omega_i = \omega_1 + \frac{J_{ech_1} M_n \cdot t\left(1 - \frac{J_f}{J_{ech,1}}\right) + (ki_2 - 1)\frac{t - t_1}{2(t_2 - t_1)} - \frac{\beta_A M_n}{2t_a}\left(J_{ech_1} + \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}^2} J_{ag}\right) t^2}{J_{ech_1} J_m + J_{ag} \cdot J_f \frac{1}{i_{TC}^2}} \tag{18}$$

în care ω_1 este viteza unghiulară a arborelui de intrare în transformatorul de cuplu la momentul $t = t_1$.

În intervalul $t \in [t_a, t_2]$ se obţine soluţia:

$$\omega_i = \omega_a + \frac{J_{ech_1} \cdot M_n \cdot t\left(1 - \frac{J_f}{J_{ech_1}}\right) + (ki_2 - 1)\frac{t - t_1}{2(t_2 - t_1)} - \frac{\beta_A M_n}{2t_a}\left(J_{ech_1} + \frac{i_{TC}-1}{i_{TC}^2} J_{ag}\right) t^2}{J_{ech_1} \cdot J_m + J_{ag} \cdot J_f \cdot \frac{1}{i_{TC}^2}}, \tag{19}$$

în care ω_a este viteza unghiulară a arborelui de intrare în transformatorul de cuplu la $t = t_a$, a cărei expresie se obţine din relaţia (18) făcînd înlocuirea $t = t_a$.

Vitezele unghiulare $\omega_e = f(t)$ şi $\omega_f = f_1(t)$ se obţin integrînd ecuaţia (15) şi folosind expresia (13).

În cazul transformatorului de cuplu tip Multi-Power etapa a doua începe atunci cînd $M_A = M_r$, deci:

$$t_1 = \frac{M_r}{\beta_A \cdot M_n} \cdot t_a.$$

În această perioadă ω_e creşte continuu pe seama reducerii raportului de transmitere cinematic, fenomen similar cu cel din perioada de pornire a agregatului. Impunînd un ki_{nec} se obţine:

$$t_1 = ki_{nec} \cdot \frac{t_a}{\beta_A}; \tag{20}$$

deoarece $ki_{nec} < 1$ şi $\beta_A \cong i_{TC} > 1$, rezultă că $t \ll t_a$ şi deci ambreiajul patinează în această perioadă care durează pînă cînd $\omega_i = \omega_e$. La începutul acestei perioade motorul lucrează la $\omega_1 = \omega(t_1)$ şi $M_m = M_n\left(1 - \frac{\omega_1 - \omega_n}{\Delta\omega}\right)$ iar $M_A = M_r$.

Etapa accelerării în comun a arborelui condus şi a arborelui conducător al transformatorului de cuplu este caracterizată de sistemul de ecuaţii:

$$\left.\begin{aligned} M_m - J_m \cdot \varepsilon_i &= M_r + J_{ag} \cdot \varepsilon_e \\ \varepsilon_i &= \varepsilon_e \end{aligned}\right\} \tag{20'}$$

în care:

$$M_r = ki_3 \cdot M_n; \quad ki_3 = i_{TC} \cdot ki_0$$

Rezultă:

$$\left.\begin{aligned} M_m &= M_n\left[ki_2 - \frac{ki_2 - 1}{t_{2n} - t_2}(t - t_2)\right] \text{pentru } t \in [t_2, t_{2n}] \\ M_m &= M_n\left[1 - \frac{1 - ki_3}{t_3 - t_{2n}}(t - t_{2n})\right] \text{pentru } t \in [t_{2n}, t_3] \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

În relaţiile (21): t_2 reprezintă timpul la care valoarea momentului motor este $M_m = ki_2 M_n$; t_3 — timpul la care valoarea momentului motor se stabilizează ($M_{st} = ki_3 M_n$); t_{2n} — timpul la care $M_r = M_n$.

Înlocuind expresia momentului motor M_m precum şi cea a momentului rezistent M_r în relaţia:

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{M_m - M_r}{J_m + J_{ag}}, \tag{22}$$

se obţine prin integrare soluţia sistemului de ecuaţii diferenţiale (21) sub forma:

$$\omega_i = \omega_{i2} + \frac{M_n}{J_m + J_{ag}} \left[(ki_2 - ki_3)(t - t_3) - (ki_2 - 1) \frac{(t - t_2)^2}{2(t_{2m} - t_2)} \right]; \qquad (23)$$

$$\omega_i = \omega_e,$$

în care ω_{i2} este viteza unghiulară minimă a arborelui cotit al motorului în procesul de trecere de la treapta lentă la treapta rapidă, corespunzătoare sfîrşitului etapei a doua. La timpul $t = t_{2n}$ relaţiile precedente iau forma:

$$\omega_{in} = \omega_{i_2} + \frac{M_n}{J_m + J_{ag}} \left[(t_{2n} - t_2) \left(\frac{ki_2 + 1}{2} - ki_3 \right) \right]$$

$$\omega_{in} = \omega_{en}, \qquad (24)$$

Durata etapei a treia a perioadei de trecere de la treapta lentă la cea rapidă, în ipoteza că $t_{2n} = t_3$, se determină cu relaţia:

$$t_3 - t_2 = \frac{J_m + J_{ag}}{M_n(ki_2 - 1)} (\omega_{i_n} - \omega_{i2}). \qquad (25)$$

Dacă însă $t_3 > t_{2n}$ adică dacă motorul trece la funcţionarea pe caracteristica de regulator înainte de a ajunge la regimul staţionar de viteză, expresiile vitezelor unghiulare ale arborilor de intrare şi de ieşire ale transformatorului de cuplu au forma:

$$\omega_i = \omega_{in} + \frac{M_n}{J_m + J_{ag}} \left[(1 - ki_3)(t - t_{2n}) - \frac{1 - ki_3}{2(t_3 - t_{2n})} (t - t_{2n})^2 \right] \qquad (26)$$

$$\omega_i = \omega_e.$$

La sfîrşitul perioadei de accelerare viteza unghiulară ω_1 a arborelui de intrare şi ω_e a celui de ieşire are expresia:

$$\omega_i = \omega_e = \omega_{in} + \frac{M_n}{2(J_m + J_{ag})} (1 - ki_3)(t_3 - t_{2n})$$

În această etapă momentul ambreiajului M_A scade treptat către valoarea M_r, care are valoarea $ki_3 M_n \frac{i_{TC} - 1}{i_{TC}}$ în cazul transformatorului de cuplu tip U—650 şi valoarea $ki_3 M_n$ în cazul transformatorului de cuplu tip Multi-Power turaţia motorului creşte pe seama reducerii momentului motor, iar agregatul se accelerează. După această etapă motorul va funcţiona la $M_m = M_r$ corespunzător coeficientului de încărcare $ki_3 < 1$.

Relaţiile stabilite permit determinarea valorilor parametrilor cinematici şi dinamici, caracteristici regimului tranzitoriu ce apare la trecerea de la treapta lentă la cea rapidă. Aceste valori se pot folosi pentru proiectarea transformatoarelor de cuplu utilizate în construcţia tractoarelor precum şi a altor tipuri de autovehicule.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boltinski, V. N.* ,,Razgon maşino-traktornîh agregatov na povîşenîh scorostiah''. În: ,,Mehanizaţia i elektrificaţia soţialisticescogo selscogo hoziastva'', nr. 3, 1961.

[2] *Şevţov, P. P.* şi *Sulepov, V. N.* ,,Razgon scorostîh traktorov s precliuceniem scorostei na hodu''. În: ,,Traktorî i selhozmaşinî'', nr. 9, 1965.

[3] *Lvovski, K. Ia.* O razgone traktora s uvelicitelei crutiaşcego momenta. În: ,,Traktorî i selhozmaşinî'', nr. 7, 1968.

* * *

Recenzii

Documente ale P.C.R.

,,Dezvoltarea şi perfecţionarea învăţămîntului"

Un loc important în politica partidului nostru îl ocupă problema tineretului, a pregătirii lui multilaterale prin sistemul învăţămîntului de toate gradele. Această grijă şi preocupare a partidului pentru dezvoltarea învăţămîntului,,... izvorăsc din înţelegerea clară a faptului că edificarea socialismului, făurirea societăţii socialiste multilateral dezvoltate, nu se poate realiza decît pe baza celor mai noi cuceriri ale gîndirii şi ale tehnicii universale, că, construcţia socialismului trebuie să meargă în strînsă concordanţă cu progresul rapid al ştiinţei şi culturii'' (N. Ceauşescu).

Rîndurile citate mai sus au fost folosite drept motto pentru volumul intitulat ,,Dezvoltarea şi perfecţionarea învăţămîntului'', apărut în colecţia ,,Documente ale Partidului Comunist Român'', editat de Editura politică, în cursul anului 1972, în colaborare cu un colectiv de experţi din direcţiile generale de învăţămînt şi de la sectorul documentare-bibliotecă din Ministerul Educaţiei şi Învăţămîntului, Centrul de informare şi documentare al Ministerului Educaţiei si Învăţămîntului, Institutul de ştiinţe pedagogice, Biblioteca centrală—universitară-Bucureşti şi Biblioteca centrală pedagogică.

Culegerea de texte din documentele de partid subliniază linia politică în problemele de învăţămînt şi de educare a tinerei generaţii, menită să ducă mai departe, să realizeze efectiv ţelul suprem al partidului şi poporului nostru — construirea societăţii comuniste.

Volumul cuprinde 3 capitole mari:

1) Realizări, sarcini, perspective în dezvoltarea învăţămîntului în ţara noastră.

2) Creşterea continuă a eficienţei învăţămîntului, a rolului şcolii ca factor principal de instruire şi educare a tinerei generaţii.

3) Şcoala — factor hotărîtor în educarea tineretului.

Primul capitol se ocupă de prezentarea documentelor Congresului al IX-lea al P.C.R. privind dezvoltarea învăţămîntului şi a directivelor Comitetului Central al P.C.R. privind dezvoltarea învăţămîntului de toate gradele (învăţămîntu obligatoriu de cultură generală şi învăţămîntul liceal, învăţămîntul profesional şi tehnic, profilul specialiştilor cu calificare superioară), cum şi problemele dezvoltării învăţămîntului în lumina programului elaborat de Congresul al X-lea al P.C.R.

În acest capitol se acordă o înaltă apreciere cadrelor didactice din învăţămîntul de toate gradele, în misiunea nobilă de pregătire a tineretului patriei noastre, pentru cunoaşterea celor mai înalte cuceriri ale ştiinţei şi culturii, pentru a putea aduce o contribuţie efectivă, de înaltă calificare, în rezolvarea problemelor dezvoltării sociale.

În al doilea capitol sînt prezentate preocupările partidului nostru pentru perfecţionarea conţinutului, metodelor şi mijloacelor în învăţămîntul de toate gradele, legătura indisolubilă cu practica productivă, cu cerinţele vieţii, întărirea rolului predării ştiinţelor sociale în formarea concepţiei despre lume şi viaţă a tineretului, ridicarea necontenită a calificării profesionale, cerută de progresul social. În condiţiile actuale apare necesară reciclarea periodică, atît în producţie, cît şi în domeniul conducerii economiei sociale. În acest capitol se subliniază cu fermitate ideea îmbinării pregătirii teoretice cu activitatea practică în producţie, deoarece exigenţele economiei moderne impun eforturi constante pentru ridicarea nivelului de pregătire ştiinţifică, tehnică şi profesională a cadrelor, pentru îmbogăţirea orizontului lor de cunoaştere.

Ultimul capitol se ocupă în mod deosebit de tineretul ţării noastre, de crearea condiţiilor favorabile pentru ca tineretul din şcoli şi facultăţi să-şi însuşească temeinic ştiinţa şi cultura. Problemele de educaţie a tineretului (elevilor din învăţămîntul de cultură generală, din învăţămîntul profesional şi tehnic, şi a studenţilor) sînt puternic reliefate în aceste publicaţii.

A.L.

,,Rolul ştiinţei în construirea socialismului în România"
,,Dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului"

În colecţia ,,Documente ale Partidului Comunist Român" apărută în cursul acestui an sub egida Editurii politice, se înscrie şi volumul intitulat ,,Rolul ştiinţei în construirea socialismului în România".

Volumul reprezintă o culegere sintetică din documentele de partid a politicii P.C.R. în această direcţie, ca urmare a rodului activităţii unui colectiv din cadrul Consiliului Naţional pentru Ştiinţă şi Tehnologie, cu participarea Academiei de Ştiinţe Sociale şi Politice, a Academiei de Ştiinţe Agricole şi Silvice, Academiei de Ştiinţe Medicale şi a unui colectiv redacţional al Editurii politice.

În cuprinsul volumului se observă preocuparea susţinută a partidului nostru în promovarea ştiinţei în toate domeniile de activitate ca factor tot mai important în progresul general al societăţii noastre, în formarea unei concepţii înaintate, în dezvoltarea conştiinţei socialiste.

Capitolele care grupează aceste probleme esenţiale se intitulează sugestiv: conducerea de către partid a activităţii de cercetare ştiinţifică, şi de valorificare a rezultatelor obţinute; cercetarea ştiinţifică, factor primordial al progresului întregii societăţi; organizarea şi îndrumarea activităţii de cercetare ştiinţifică; planificarea şi funcţionarea activităţii de cercetare ştiinţifică; potenţialul ştiinţific şi tehnic din domeniul cercetării ştiinţifice; colaborarea şi cooperarea ştiinţifică şi tehnică internaţională.

În acest capitole sînt cuprinse probleme de îmbinare teoretică cu aspecte practice ale dezvoltării sociale ca: investigarea ştiinţifică — cale de soluţionare a problemelor economice şi social-politice — , rolul teoriei şi raportul ei cu practica, direcţiile dezvoltării activităţii de cercetare ştiinţifică, contribuţia tot mai activă a ştiinţei la dezvoltarea întregii societăţi, concentrarea forţelor de cercetare spre problemele majore ale economiei naţionale.

În continuare, capitolele enunţate mai sus se referă la activitatea de cercetare în diferite domenii ale vieţii sociale, cum şi la probleme legate de condiţiile materiale pentru promovarea ştiinţei la nivelul atins pe plan mondial.

Un alt volum, intitulat ,,Dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului", îşi propune să grupeze cele mai importante pasaje din directivele de partid şi în special din cuvîntările tovarăşului Nicolae Ceauşescu, ţinute cu diferite ocazii, care oferă o oglindă clară asupra politicii partidului în acest domeniu esenţial al existenţei noastre. Este ştiut că obiectivul fundamental al programului elaborat de Congresul al X-lea al P.C.R., subliniat cu consecvenţă şi vigoare în documentele ulterioare, cum şi la recenta Conferinţă Naţională a partidului, îl constituie lărgirea şi perfecţionarea continuă a bazei tehnico-materiale a ţării, făurirea societăţii socialiste multilateral dezvoltate care va situa România pe noi trepte ale civilizaţiei şi progresului.

În conţinutul volumului, aceste probleme fundamentale sînt grupate în următoarele capitole: politica P.C.R. cu privire la dezvoltarea complexă şi multilaterală a economiei naţionale; industrializarea socialistă — proces esenţial al creării şi dezvoltării bazei tehnico-materiale a socialismului, politica de investiţii şi dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului; formarea şi perfecţionarea cadrelor —factori importanţi ai dezvoltării bazei tehnico-materiale din ţara noastră; repartizarea teritorială raţională a forţelor de producţie pe întreg cuprinsul ţării; perfecţionarea organizării şi a conducerii producţiei sociale, politica P.C.R. de lărgire a cooperării economiei naţionale şi dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului.

A.L.

,,Societatea socialistă multilateral dezvoltată"
,,Rolul conducător al partidului în întreaga viaţă politică, economică şi socială"
,,Rolul clasei muncitoare în condiţiile societăţii socialiste multilateral dezvoltate",

Ciclul de culegeri sintetice apărute în colecţia ,,Documente ale Partidului Comunist Român" elaborat de Editura politică în colaborare cu diferite colective de cercetare din instituţii de specialitate în prima parte a anului 1972, este de un real folos în procesul formării conştiinţei sociale, a cunoaşterii proceselor obiective de către membrii societăţii noastre.

Acest ciclu, format din 21 volume, cuprinde linia politică a partidului nostru în etapa actuală de dezvoltare, oglindită în documentele de partid.

Fiecare volum reprezintă preocupările conducerii de partid într-un anumit domeniu al dezvoltării sociale, pezente în rezoluţiile şi hotărîrile de partid şi, în special, în rapoartele şi cuvîntările Secretarului general al partidului, tovarăşul Nicolae Ceauşescu.

În primul rînd se înscrie volumul intitulat ,,Societatea socialistă multilateral dezvoltată", care cuprinde o grupare a celor mai importante probleme ale etapei actuale de dezvoltare a ţării noastre.

Capitolele acestui volum se intitulează: Partidul Comunist Român—forţa politică conducătoare a procesului de făurire a societăţii socialiste multilateral dezvoltate; dezvoltarea multilaterală a forţelor de producţie—factor esenţial al progresului societăţii socialiste; perfecţionarea relaţiilor de producţie şi a organizării şi conducerii economiei.

De asemenea, prezentul volum cuprinde şi alte capitole referitoare la activitatea ştiinţifică şi instrucţia publică, adîncirea democraţiei, dezvoltarea conştiinţei socialiste a maselor, ridicarea nivelului de trai etc.

În cadrul fiecărui capitol sînt prezentate pe larg referirile făcute în documente de partid cu privire la rolul investiţiilor în dezvoltarea forţelor de producţie, industrializarea — proces fundamental al dezvoltării întregii economii, repartizarea şi utilizarea venitului naţional, perfecţionarea repartiţiei după muncă, creşterea rolului ştiinţific în procesul edificării societăţii socialiste multilateral dezvoltate etc.

La întocmirea acestui volum au colaborat un colectiv redacţional al Editurii politice şi un colectiv din cadrul Institutului de studii şi cercetări pentru planificare al Comitetului de Stat al Planificării.

Alte două volume, primul intitulat ,,Rolul conducător al partidului în întreaga viaţă politică, economică şi socială" şi al doilea, ,,Rolul clasei muncitoare în condiţiile societăţii socialiste multilateral dezvoltate. Întărirea alianţei cu ţărănimea şi intelectualitatea", au fost pregătite de un colectiv de cercetători de la Institutul de studii istorice şi social-politice de pe lîngă Comitetul Central al Partidului Comunist Român, în colaborare cu un colectiv redacţional al Editurii politice.

În aceste volume sînt cuprinse, pe capitole, probleme deosebit de importante legate de procesul legic, obiectiv al creşterii rolului conducător al partidului, caracterul atotcuprinzător al conducerii de către partid a operei de făurire a societăţii socialiste (conducerea vieţii economice, a vieţii de stat a organizaţiilor de masă şi obşteşti, a vieţii spirituale etc.)

cum şi perfecţionarea formelor şi metodelor de activitate a partidului.

O altă grupare de probleme se referă la rolul hotărîtor al clasei muncitoare în cadrul forţelor progresiste, antiimperialiste ale epocii noastre, clasa muncitoare din ţara noastră — forţă socială conducătoare în lupta pentru progres, unitatea de interese ale clasei muncitoare, ţărănimii, intelectualităţii în socialism, grupate în jurul Partidului Comunist Român.

A.L.

Cartea tehnică

Prof. dr. ing. TRAIAN DEMIAN, şef lucrări ing. DUMITRU TUDOR, asistent ing. IOSIF CURIŢA **„Calculul şi construcţia elementelor de mecanică fină“** *Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1972, 691 p., 565 fig., 227 tabelele, 60 ref. bibl.*

Lucrarea „Calculul şi construcţia elementelor de mecanică fină'' se ocupă cu studiul şi proiectarea părţilor mecanice întîlnite în aparatele de diferite tipuri cum sînt : aparatele de măsurat, control şi automatizare; aparatele de calcul, scris şi multiplicat; aparatele optice, medicale şi de cercetare ştiinţifică; aparatele din tehnica cine-foto şi televiziune şi altele.

Lucrarea cuprinde 8 capitole, şi anume : „Criteriile de bază privind construcţia elementelor de mecanică fină'', „Elemente de asamblare şi asamblările din mecanica fină'', „Elemente pentru acumularea energiei şi pentru traducerea semnalelor'', „Elemente pentru ghidarea mişcării'', „Dispozitive de legătură şi de antrenare (cuplaje)'', „Mijloace mecanice de transmitere şi amplificare,“ „Dispozitive pentru reglarea mişcării în mecanica fină'', „Elemente accesorii ale aparatelor''.

Este suficientă simpla trecere în revistă a sumarului, pentru ca cititorul să înţeleagă că are în faţă o lucrare complexă, care abordează principalele probleme ale teoriei şi calculului, dar mai ales ale proiectării elementelor constructive din mecanica fină, fiind folosite în acest scop cercetările şi studiile cele mai recent publicate în lucrările şi revistele din ţară şi din străinătate. Încă din primele pagini, lucrarea atrage atenţia prin înalta ţinută tehnică, modul şi metodologia de tratare cu un bogat material ilustrativ (forme constructive, diagrame, tabele), ceea ce face ca aceasta să fie cu totul nouă în literatura tehnică de specialitate în limba română.

Deşi adresată în principal specialiştilor care proiectează, construiesc şi exploatează aparatura şi produsele de mecanică fină, prin volumul, natura şi nivelul cunoştinţelor, lucrarea este în măsură să trezească şi interesul unui cerc larg de specialişti şi din alte domenii. De asemenea, lucrarea este deosebit de utilă pregătirii şi perfecţionării cadrelor superioare, absolvenţilor şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

Capitolul 1 este consacrat analizei criteriilor de bază privind construcţia elementelor de mecanică fină luînd în discuţie delimitarea domeniului mecanicii fine, condiţiile de bază privind elementele de mecanică fină, problemele de calcul şi tehnologie specifice (materiale, condiţiile tehnologice de construcţie, alegerea formei, etc.). Paragrafe separate sînt rezervate problemelor de precizia mecanismelor şi sistemelor tehnice din mecanica fină, la care se poate remarca originalitatea şi simplitatea metodei propuse pentru calculul erorii totale de reproducere a funcţiilor de către mecanisme.

Elementele de asamblare şi asamblările din mecanica fină fac obiectul capitolului 2. În cadrul „asamblărilor nedemontabile cu adaos de material'' o tratare unitară şi detailată este făcută asamblărilor prin lipire, încleiere şi chituire. Capitolul mai cuprinde amănunţit tratate asamblările demontabile, dintre acestea detaşîndu-se, prin caracterul modern aplicativ asamblările prin efect elastic.

Capitolele 3...7 au un profund caracter de specializare fiind consacrate analizei şi proiectării elementelor pentru acumularea energiei şi traducerea semnalelor, ghidarea, cuplarea, transmiterea şi amplificarea semnalelor şi reglarea mişcării în mecanică fină.

În capitolul 3 se tratează elementele elastice şi pentru acumularea energiei, dintre acestea evidenţiindu-se în mod deosebit prin volumul informaţional şi caracterul unitar al tratării arcurile lamelare preformate, bimetalice, spirale plane motoare şi de rezistenţă, arcurile elicoidale de compresiune — tracţiune, tuburi ondulate şi arcurile tubulare. Din cuprinsul capitolului 4 se detaşează analiza problemelor frecării şi uzurii în mecanica fină, dar în mod deosebit abordarea şi tratarea bogat ilustrată în soluţii constructive, tabele de date şi metodică de proiectare a lagărelor prin alunecare cu frecare mică şi a lagărelor speciale (mai ales a lagărelor cu elemente elastice), în cadrul paragrafului rezervat elementelor de rezemare. Se remarcă tratarea originală, exactă şi sistematizată a metodicii de proiectare a lagărelor pentru vîrfuri, acestea avînd o largă utilizare în construcţia aparatelor de măsurat de mare precizie şi înaltă sensibilitate. Lucrarea reuneşte unitar calculul şi construcţia lagărelor în regim de frecare fluidă pentru construcţia de aparate (lagăre hidrodinamice, gazodinamice, hidrostatice, gazostatice), indicînd totodată şi metodicile practice de calcul.

În capitolul 5 se studiază teoria cuplajelor permanente fixe şi mobile, şi a cuplajelor intermitente comandate, automate şi cu acţionare rapidă.

Un loc aparte, prin competenţa tratării, aspectelor moderne teoretice şi de proiectare prezentate, ilustrarea prin soluţii constructive, date şi metodici de proiectare, îl ocupă în lucrare capitolul 6, „mijloacele mecanice de transmitere şi amplificare''. Astfel se analizează problematica teoretică şi de proiectare a roţilor dinţate, profilele utilizate, calculul, precizia şi construcţia acestora în mecanica fină, se fac aprecieri asupra importanţei problemei profilului unic şi profilului de dinte cel mai indicat în raport de condiţiile funcţionale impuse angrenajelor din construcţia de aparate. Mecanismele de multiplicare şi reducerea mişcării cu roţi dinţate, transmisiile cu roţi de fricţiune şi cu elemente elastice intermediare, mecanismele cu şurub, cu pîrghii, cu came, cu mişcare intermitentă şi mecanismele cu blocare a mişcării de translaţie şi rotaţie în mecanica fină sînt de asemenea amplu şi amănunţit analizate. Acestea sînt, sub o formă sintetică şi unitară, tratate pentru prima oară, în literatura de specialitate din limba română.

Capitolul 7 este consacrat unei analize atente a dispozitivelor pentru reglarea mişcării în mecanica fină : moderatoare şi amortizoare pentru vibraţii libere şi forţate, deosebit de importante pentru funcţionarea aparatelor în regimuri de vibraţii sau de viteze mari.

Capitolul 8 se ocupă cu elementele accesorii ale aparatelor: elemente de citire, elemente şi mecanisme de comandă şi acţionare, carcasele aparatelor. Nu sînt omise nici în acest caz aspectele moderne în domeniu, de exemplu teoria scărilor gradate, formele constructive şi echilibrarea indicatorilor, dispozitive pentru mărirea scării, sisteme de afişare şi citire cifrică, construcţia modulară a carcaselor aparatelor.

Între calităţile lucrării, trebuie subliniată contribuţia importantă pe care o aduce atît la unificarea şi sistematizarea unui imens volum de date şi elemente de proiectare, cît şi la îmbogăţirea cunoştinţelor proiectantului, la formarea priceperii lui de a acţiona atît în domeniul investigaţiei concrete cît şi al proiectării particulare a elementelor constructive din mecanica fină.

O menţiune specială trebuie desigur făcută în legătură cu nota de originalitate a unor capitole sau paragrafe din lucrare, care este susţinută de activitatea de cercetare proprie a autorilor — de exemplu, cea în domeniul lagărelor pentru vîrfuri, în problemele profilului unic sau asupra preciziei mecanismelor din mecanica fină, precum şi pentru faptul că reuneşte mai strîns şi mai dezvoltat cele mai actuale preocupări şi realizări în domeniu.

Prin competenţa şi conţinutul său, foarte bogat în materiale indicative, în date teoretice şi practice, şi metodologii concrete de proiectare şi dublat de o sistematizare raţională şi unitară lucrarea devine îndrumarul de bază al practicii de proiectare a specialistului, principala lucrare la îndemîna absolvenţilor şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior de profil.

Ing. *Ulm Spineanu*

Cronică

Perspectivele de tipizare şi unificare în industria constructoare de maşini

(Unele consideraţii pe marginea sesiunii internaţionale privind tipizarea în construcţia de maşini)

În zilele de 8—10 iunie 1972 a avut loc la Braşov cea de-a II-a Consfătuire Internaţională consacrată tipizării şi unificării în industria constructoare de maşini, organizată de către M.I.C.M. în colaborare cu CNIT şi Universitatea Braşov. La această sesiune ştiinţifică au participat cadre universitare, specialişti de la institutele de cercetări şi proiectări şi din uzinele constructoare de maşini din întreaga ţară.

Consfătuirea şi-a propus să prezinte realizările obţinute pînă în prezent în domeniul tipizării şi unificării în ramura industriei constructoare de maşini şi să deschidă noi perspective de dezvoltare a acestei importante activităţi.

Comunicările şi referatele, prezentate atît în şedinţele plenare cît şi pe secţii de specialitate, au demonstrat preocupările intense ale colectivelor tehnice din diferite sectoare industriale pentru rezolvarea şi selecţionarea multiplelor probleme legate de tipizare. Trebuie subliniat că o parte din comunicările prezentate ilustrează valoroase contribuţii personale ale unor specialişti privind atît metodele, procedeele, cît şi unele aplicaţii introduse cu succes în producţie.

Trebuie remarcat în mod deosebit prezenţa şi contribuţia activă la această consfătuire a unor specialişti din Polonia, Ungaria, Bulgaria şi U.R.S.S., a căror participare — în cadrul consfătuirii — a ocupat un loc important. Majoritatea comunicărilor şi referatelor s-au polarizat în jurul unor domenii cu pondere însemnată în industria constructoare de maşini, consacrate perfecţionării şi diversificării formelor şi metodelor de promovare intensivă a principiilor de tipizare în diferite compartimente ale ramurii industriei constructoare de maşini. Schimbul util de opinii şi informaţii ştiinţifice, cum şi contactele personale avute, rezultate din acestă sesiune, va putea fi valorificat şi aplicat creator în activitatea de producţie.

În continuare — în acest articol — vom încerca să prezentăm o sinteză a principalelor rezultate reieşite din conferinţă, cum şi perspectivele viitoare ale acestei activităţi.

Industria constructoare de maşini marchează, în prezent, o evoluţie ascendentă caracterizată printr-un dinamism excepţional.

În actualul cincinal, volumul producţiei industriei construcţiilor de maşini va fi majorat cu circa 100% faţă de cincinalul precedent, cu un ritm mediu anual de creştere de 15—16%. Dezvoltarea unor domenii prioritare a ramurii industriei constructoare de maşini, obiectiv major al cincinalului, va asigura o structură modernă a economiei şi a industriei naţionale în ansamblu.

Centralizarea şi specializarea fabricaţiei unor ansambluri şi elemente specifice, necesare în cantităţi mari pentru fabricaţia utilajelor tehnologice diversificate, competitive pe piaţa internaţională, constituie mijloace moderne de dezvoltare şi diversificare a producţiei industriale. Progresul tehnologic contemporan implică optimizarea a două tendinţe contradictorii : fabricaţia economică a produselor şi adaptarea cît mai exactă a acestora la cerinţele consumatorilor : acest lucru impune o mare diversitate de produse care să-şi păstreze parametrii funcţionali garantaţi un timp cît mai îndelungat. Concilierea acestor cerinţe se obţine prin conceperea şi fabricarea de familii de produse, bazată de tipizarea şi unificarea ansamblurilor şi elementelor componente. Modernizarea şi asimilarea de noi produse utilizînd elemente şi subansambluri tipizate oferă posibilitatea fabricaţiei unor maşini şi utilaje pe cale evolutivă prin perfecţionarea continuă constructivă a subansamblurilor şi elementelor componente.

Eficienţa tipizării, unificării şi agregării are multiple implicaţii în activitatea de producţie a ramurii industriei constructoare de maşini. Între cele două conferinţe de tipizare ţinute la intervalul de 2 ani, s-au obţinut rezultate remarcabile în multe domenii : — proiectare, pregătirea fabricaţiei, controlul şi circulaţia produselor etc.

Extinderea tipizării la grupe mari de produse (aproape dublarea acestei activităţi în acest interval) constituie un aport deosebit al conferinţelor de tipizare organizate în ţara noastră.

O altă constatare privind aplicarea procesului de tipizare în industria constructoare de maşini, rezultă din reflectarea calităţii în fabricaţia unor produse, sau în performanţele deosebite obţinute la asimilarea unor produse noi.

Caracterul accentuat de selecţie şi atestare generală a mijloacelor de proiectare şi de aplicare a tehnologiilor de fabricaţie sînt consecinţe directe ale utilizării conceptelor de tipizare şi unificare.

De fapt, acest proces a fost impus şi de majorarea substanţială a fabricării de noi utilaje şi noi produse care să perfecţioneze în etapa actuală procesul de modernizare a economiei naţionale.

În consecinţă, optimizarea cheltuielilor de fabricaţie ale producătorilor cu satisfacerea cerinţelor specifice ale beneficiarilor, aparent contradictorii, sînt simultan reconciliate datorită aplicării unui sistem elastic de tipizare la fabricaţia produselor şi echipamentelor tehnologice, realizate de industria constructoare de maşini.

Eficienţa conferinţelor de tipizare sînt marcate şi de evoluţia ascendentă a realizării de construcţii integrate sau modulare, (elemente constructive constante care compun blocul complex sau construcţia de bază), obţinute în diferite domenii de activitate ale ramurii (maşini-unelte, utilaj chimic, maşini de ridicat, acţionări hidrostatice şi altele).

Variabilitatea seriilor unitare de fabricaţie, organizarea fluxurilor de producţie pe linii de fabricaţie, unificarea unor grupe şi familii de produse, automatizarea calităţii controlului, soluţii complexe de tipizare a tehnologiilor etc., sînt alte realizări oferite de procesul de tipizare, a activităţii de ansamblu a ramurii industriei constructoare de maşini.

Soluţii noi de avangardă determinate de variantele constructive, realizate pe baze ştiinţifice, au condus, în multe cazuri, la asimilarea şi omologarea unor produse de înalt nivel tehnic.

Acestea sînt doar cîteva dintre realizările obţinute ca urmare a aplicării tipizării între cele două conferinţe consacrate tipizării.

Efectele economice principale ale tipizării şi unificării în industria constructoare de maşini pot fi apreciate astfel :

— reducerea timpului de proiectare cu 10...50% pentru unele maşini, ansambluri şi agregate, la institute şi uzine;

— reducerea cu 20...70% a costului unor echipamente tehnologice, organe de asamblare etc., ca urmare a producerii acestora la întreprinderile specializate, în loc de a fi executate în atelierele proprii.

Efectele directe ale tipizării pot fi ilustrate prin următoarele exemple :

— gama de reductoare cu axe paralele, compusă din 4916 tipodimensiuni, care conţine numai 40 repere pe tipodimensiune, faţă de 70 de repere cît avea reductorul şi are 4,4 repere distincte pentru un reductor. În acest mod s-a realizat o economie de 44 600 ore de proiectare, fără a fi evaluate economiile de SDV pentru fabricaţia de serie;

— pentru echipamentele de acţionare hidrostatică şi pneumatică cele circa 2 900 tipodimensiuni sînt acoperite cu numai 6380 repere diferite, revenind 2,2 repere pentru un echipament tipizat :

— exemplificăm, de asemenea, concepţia constructivă modernă în proiectarea instalaţiilor de ridicat şi transportat, cum şi gradul ridicat de reutilizare a elementelor tip (circa 90—95% pentru poduri rulante, macarale etc.)

În industria constructoare de maşini primele preocupări în activitatea de tipizare au apărut în 1950 la uzinele ,,Tractorul" şi Autocamioane-Braşov care au elaborat colecţii de norme de tipizare pentru SDV după aceea extinse şi la alte întreprinderi.

De remarcat că stabilirea gamelor de produse bazate pe familii, tipizarea constructivă a elementelor componente, au fost criterii care au asigurat de la început acoperirea, în bună măsură şi fără suprapuneri sau paralelisme, a necesităţii ramurii cu produse şi tehnologii de înalt nivel tehnic.

Aceste principii fundamentale ale tipizării aplicate consecvent au avut o influenţă hotărîtoare asupra stabilităţii nomenclatorului de produse din industria constructoare de maşini.

Aceste principii fundamentale ale tipizării aplicate consecvent au avut o influenţă hotărîtoare asupra stabilităţii nomenclatorului de produse din industria constructoare de maşini şi a promovat unificarea subansamblurilor şi pieselor componente ale produselor, facilitînd fabricaţia centralizată a acestora.

În tabelul de mai jos este arătat pe grupe principale de produse numărul de norme de tipizare care sînt în vigoare în prezent şi a căror evoluţie a fost determinată de dezvoltarea diferitelor subramuri ale industriei constructoare de maşini.

Nr. crt.	Grupa de produse	NT
1.	Echipamente pentru turnătorii forje şi tratamente termice	175
2.	Echipamente pentru maşini-unelte şi agregate	205
3.	Utilaj de ridicat şi transportat utilaj minier.	40
4.	Utilaj energetic	48
5.	Elemente şi ansambluri pentru industria chimică şi petrolieră	141
6.	Utilaj pentru industria alimentară	16
7.	Echipament hidraulic şi pneumatic pentru acţionări.	76
8.	Utilaje şi echipamente diverse	1 123
	TOTAL :	1 824

Din analiza tabelului rezultă că sînt încă zone importante ale ramurii în cadrul cărora nu s-a aplicat concepţia proiectării de familii de produse bazate pe folosirea de ansambluri şi elemente tipizate, cum sînt : maşini şi utilaje pentru industria uşoară, industria navală sau domeniul organelor de ansamblare.

Trebuie subliniat şi efectul negativ datorat asimilării de produse pe bază de licenţe provenite de la firme diferite. Aceste produse erau concepute ca ansambluri şi repere componente realizate după norme diferite, fără a fi posibilă — în prima etapă — unificarea lor. Astfel asimilarea licenţelor diferite din domeniul maşinilor-unelte, autovehiculelor, aparatelor electrice a generat o diversitate enormă a organelor de asigurare şi asamblare filetate, creind mari greutăţi în fabricaţia centralizată a acestora. Prin măsurile actuale de unificare şi fabricaţie centralizată a acestora, aceste lacune sînt pe cale de a fi remediate.

Stadiul actual şi direcţiile de orientare a activităţii de tipizare la unele grupe importante de produse

În domeniul *tipizării utilajelor pentru turnătorii* pentru acoperirea unor necesităţi stringente legate de asigurarea cu echipamente fabricate în ţară a turnătoriilor, ICTCM a realizat o tipizare la nivel de proiecte tip de execuţie pentru următoarele familii de utilaje, care, în prezent, se produc în serie la uzina ,,Independenţa'' — Sibiu; maşini de format prin scuturare 4 tipodimensiuni ; maşini de format cu cap aruncător 5 tipodimensiuni ; maşini de miezuit prin împuşcare 6 tipodimensiuni ; cuptoare cu inducţie pentru fontă 4 tipodimensiuni ; cuptoare de menţinere pentru aluminiu 3 tipodimensiuni ; cuptoare basculante cu flacără pentru bronz 3 tipodimensiuni ; cuptoare cu inducţie pentru aluminiu 1 tipodimensiune ; maşini de amestecat şi miezuit pentru amestecuri autoîntăritoare 3 tipodimensiuni ; dezbătătoare de forme 4 tipodimensiuni ; instalaţii de curăţare cu alice 4 tipodimensiuni.

Pentru dezvoltarea activităţii de tipizare în perioada ce urmează, s-a elaborat un program prioritar de asimilare a utilajelor de turnătorie care stabileşte un sistem de utilaje tipizate care acoperă cea mai mare parte a necesităţilor de dotare a uzinelor MICM.

Conform programului prioritar în perioada următoare activitatea de tipizare unificare a utilajelor de turnare va fi orientată spre :

— extinderea tipizării familiilor de utilaje — se prevede extinderea gamelor la 23 familii care vor asigura utilajele necesare pentru turnătoriile noi şi a celor ce sînt prevăzute pentru dezvoltare ;

— pe baza tipizării familiilor de utilaje se va trece la gama de linii complete (formate din utilaje tipizate) pentru principalele operaţii din turnătorii, cum sînt : linii pentru prepararea amestecurilor de formare ; linii pentru formare şi miezuire cuprinzînd o gamă întreagă de maşini de astfel de utilaje pentru diverse mărimi de repere funcţie de specificul producţiei ; linii de dezbatere a pieselor turnate ; linii de curăţare a pieselor ; precum şi de utilaje de topire şi aşteptare ;

— de asemenea se prevede să se treacă la o etapă superioară a tipizării, respectiv la tipizarea de ansambluri şi repere pentru acest gen de utilaje ; de exemplu pentru utilajele de formare, cuptoare de topire cu inducţie ; cu arc ; cu rezistenţe etc. ;

— în ceea ce priveşte utilajele care sînt deja tipizate şi se execută în fabricaţia de serie, pentru acestea se prevede a se verifica în exploatare proiectele tip din punctul de vedere al calităţii şi anduranţei şi pe această bază să se elaboreze proiecte tip îmbunătăţite.

Tipizarea utilajelor pentru tratamente termice a început cu stabilirea une game de cuptoare care să asigure atît majoritatea operaţiilor şi tehnologiilor de tratament termic şi termochimic, cît şi o gamă variată de dimensiuni de piese care urmează a fi supuse acestor tratamente.

Astfel I.C.T.C.M. a elaborat proiecte tip pentru o gamă de cuptoare de uz general cuprinzînd 14 tipuri constructive în 33 de tipodimensiuni. Dintre acestea 29 sînt omologate şi se fabrică în serie la Uzina ,,Independenţa'' — Sibiu şi 4 sînt în curs de omologare.

În acest domeniu în perioada următoare se va acorda o atenţie deosebită următoarelor aspecte :

— verificării în exploatare a cuptoarelor existente şi aducerii de îmbunătăţiri ce vor rezulta ca necesare, ajungîndu-se la proiecte tip verificate, pe baza cărora să se poată executa cuptoare cu coeficient sporit de siguranţă în exploatare ;

— trecerea la tipizarea de linii tehnologice de tratamente termice, formate din utilaje tipizate, avînd o elasticitate suficientă pentru a putea fi utilizate în diverse situaţii necesitate de procesele tehnologice specifice din uzine :

— realizarea pe bază de elemente tipizate a aparaturii miniaturizate din componenţa utilajelor de tratament termic, care să permită realizarea acestora în dimensiuni de gabarit similare cu cele importate.

Subliniem că pentru tipizarea utilajului destinat sudurii au existat puţine preocupări. În afara proiectelor tip pentru surse (convertizoare rotative, transformatoare şi redresoare pentru sudare) care se produc în serie de către U.M.E.B. şi Electrotehnica, nu s-au realizat alte documente de tipizare.

Prin înfiinţarea C.S.I.O. Timişoara, căruia i s-a încredinţat coordonarea activităţii de cercetare, proiectare, asimilare de utilaje de sudare, s-a dat un impuls şi activităţii de tipizare unificare în acest domeniu important.

Pe baza studiilor efectuate de C.S.I.O. urmează să se elaboreze un program de lucru prin care să se stabilească sistemul C.S.I.O. de tipizare a echipamentului de sudare. În principal acest program va cuprinde :

— aparatele, ansamblurile şi elementele de echipamente de sudare care se vor tipiza şi asimila în viitor ;

— sistemul de elemente componente şi aparate tipizate, care să stea la baza obţinerii diverselor variante de linii (instalaţii) complete de sudare, utilizabile la construcţia diferitelor produse ce se fabrică în industria constructoare de maşini.

Tipizarea maşinilor-unelte a cărei coordonare o are ICPMUA a fost orientată, în principal, pe două direcţii.

a) pentru maşinile-unelte universale (strunguri normale, strunguri-rezolver, strunguri-carusel, maşini orizontale de alezat şi frezat, maşini de frezat, maşini de frezat roţi dinţate, maşini de rectificat etc.), s-a pornit de la proiectarea pe familii de maşini-unelte organizate în general pe ansamblurile principale componente ale unei maşini de bază, cu posibilităţi de realizare a unui număr important de tipodimensiuni în foarte multe variante. Organizarea documentaţiei de proiectare are la bază divizarea întregii maşini în ansambluri de ordin foarte mic, indivizibile, care pot fi introduse sau scoase cu uşurinţă în cazul schimbării unei anumite caracteristici.

b) Pentru maşinile-unelte agregat s-a mers pe principiul construcţiei de elemente tipizate pe familii specifice operaţiilor tehnologice pe care le realizează (capete de forţă pentru frezare, strunjire, găurire etc.) şi pe ansambluri componente (sănii de avans, mese rotative, indexate etc.), cu posibilităţi de realizare în diverse variante constructive. Din combinarea acestor elemente realizate în condiţii de interschimbabilitate rezultă maşini-unelte agregat ce se pot adopta, într-o fabricaţie foarte flexibilă, diverselor necesităţi de prelucrare. Subliniem că nu s-a reuşit pînă în prezent ca unele uzine (Autocamioane şi Tractorul din Braşov), care au realizat anterior pe baza proiectelor proprii elemente pentru maşini agregat, să adopte proiectele unificate ale ICPMUA.

Pentru perioada următoare se va acorda o atenţie deosebită extinderii tipizării în următoarele direcţii :

— revizuirea proiectelor tip pentru acele maşini — unelte agregat realizate încă din 1967, în sensul punerii de acord cu perfecţionările tehnice din ultima perioadă ;

— tipizarea de subansambluri, ansambluri şi repere, atît pentru maşinile — unelte universale, cît şi pentru agregate în vederea trecerii la centralizarea fabricaţiei ;

— tipizarea echipamentelor electronice de comandă numerică şi afişare a cotei (echipamente din generaţia a 2-a şi generaţia a 3-a cu sistem de mărime şi afişare incremental şi analogic — ciclu absolut).

Tipizarea utilajului energetic s-a realizat avîndu-se în vedere următoarele :

a) Crearea de familii de cazane cu caracteristici constructive apropiate de exemplu :

— cazanele cu apă fierbinte de 2,3 şi 5 Gcal/h sînt prevăzute cu drumuri de gaze orizontale ;

— cazanele cu apă fierbinte de 10, 25 şi 100 Gcal/h sînt de construcţie tip turn :

— cazanele cu abur de la 20 t/h la 420 t/h sînt cu circulaţie naturală de tip II ;

— cazanele cu abur de 525 t/h şi 1035 t/h sînt de tip Benson în construcţie turn.

b) Reducerea timpului de montaj în centrale a cazanelor, prin realizarea unui grad mărit de ansamblare în uzina constructoare.

c) Tipizarea ansamblurilor şi a reperelor cu mare frecvenţă de utilizare avînd în vedere atît unificarea pe soluţii constructive identice, cît şi posibilitatea de execuţie centralizată (arzătoare, ventilatoare, electrofiltre, focare, table şi ţevi etc.).

Pentru perioada ce urmează se vor avea în vedere următoarele :

— extinderea tipizării ansamblurilor şi reperelor pentru cazanele de aburi, majorîndu-se gradul de reutilizare a reperelor, concomitent cu creşterea seriei şi a centralizării fabricaţiei.

În cadrul ICPUCR s-au elaborat, pînă în prezent, un număr de 135 documente de tipizare cuprinzînd standarde, norme de tipizare prescripţii de calcul şi proiecte tip.

Datorită faptului că CIUCR nu proiectează decît o parte din utilajele tehnologice pe care le fabrică, avantajele posibilităţilor de reutilizare a ansamblurilor şi reperelor distincte tipizate nu sînt folosite în producţie decît în mică măsură. Beneficiarii continuă să solicite produse unicat după modele sau documentaţie străină la care nu pot fi folosite reperele tipizate. CIUCR nu a luat măsuri mai hotărîte pentru organizarea fabricaţiei centralizate a acestora.

Pentru viitor tipizarea utilajului chimic va fi orientată în următoarele direcţii :

— stabilirea familiilor de utilaje chimice tipizate ;

— stabilirea unui nomenclator de ansambluri şi repere tipizate care să fie fabricate centralizat. Se vor avea în vedere reperele comune mai multor utilaje la care prin tipizare se poate obţine creşterea seriei de producţie ;

— reducerea gamei tipodimensionale a ansamblurilor şi reperelor ;

— realizarea de proiecte tip şi norme de tipizare selective pentru elemente interschimbabile, care prin combinare să permită realizarea în timp scurt a diferitelor aparate chimice, funcţie de solicitările beneficiarilor.

În tipizarea utilajului petrolier se constată două tendinţe importante :

— importanţa crescîndă acordată ralierii la normele internaţionale consacrate, pentru a favoriza şi uşura condiţiile de export ;

— elaborarea unor concepţii proprii — ţinînd seamă de recomandările internaţionale — rezultînd din valorificarea experienţei căpătate de specialiştii din industria petrolieră.

Documentaţia de tipizare elaborată pînă în prezent se referă la :

— prescripţiile de calcul pentru rezistenţa turlelor ;

— stabilirea seriilor de tipodimensiuni pentru ansambluri şi piese utilizate la utilajele petroliere ca: roţi de lanţ, bolţuri, construcţii metalice, tambur de frînă pentru trolii de foraj şi intervenţii, ambreiaje pneumatice, cuplaje, sape cu role, precum şi o tipizare a tipodimensiunilor de garnituri de cauciuc folosite la instalaţiile petroliere, după criterii privind forma, structura, rolul funcţional, presiuni etc.

Tipizarea dimensiunilor pieselor componente s-a făcut astfel încît cu un sortiment restrîns de piese să se poată obţine o diversitate mare de soluţii constructive, ceea ce reduce substanţial timpul de proiectare şi preţul de cost.

În perioada care urmează se va continua acţiunea de tipizare a instalaţiilor de foraj — extracţie în sensul aplicării în documentaţia noastră a prevederilor din normele şi recomandările internaţionale, valorificînd în acelaşi timp experienţa cîştigată de personalul de concepţie specializat.

Tipizarea utilajului de transport din profilul Grupului de Uzine de Utilaj Minier a fost atacată de ICTCM şi prin înfiinţarea centrului de cercetări şi proiectări de la Uzina ,,UNIO'' — Satu-Mare, acesta a preluat şi această activitate.

Pînă în prezent s-au tipizat la nivel de subansambluri tip următoarele produse :

— transportoare cu bandă de cauciuc subteran şi la suprafaţă de diverse dimensiuni, puteri şi capacităţi de transport ;

— transportoare cu lanţ avînd cale simplă sau dublă — cu lanţ matriţat sau lanţ cardanic ; transportoare elicoidale ; conveioare ; electrotambure ; electropalane ; cuplaje dinţate.

Pe această bază s-a trecut la elaborarea de tehnologii tip şi la execuţia subansamblurilor respective de către echipe specializate.

Pentru viitor o atenţie deosebită se va acorda :

— tipizării proceselor tehnologice pentru reperele şi produsele cu proiecte tip, astfel încît să poată fi executate în secţii de producţie centralizată ;

— extinderii activităţii de tipizare la toate tipurile de utilaj minier din producţie mergînd pe tipizarea pe familii de produse, ansambluri şi repere.

Tipizarea utilajului pentru industria alimentară a fost abordată de Uzina ,,Tehnofrig'' — Cluj şi în prezent face parte din preocupările Centrului de cercetări şi proiectări utilaje pentru industria alimentară şi frigorifică.

În acest domeniu principala activitate s-a depus în ceea ce priveşte tipizarea utilajelor frigorifice, pornind de la familiile de produse şi mergînd în jos la ansambluri şi repere.

În ceea ce priveşte restul utilajului pentru industria alimentară pînă în prezent s-a realizat numai tipizarea de ansambluri şi elemente componente, cum sînt : ambreiaje, presetupe ; pompe de ulei ; cuplaje ; panouri de protecţie şi semnalizare, reductoare, variatoare, lagăre, pistoane, biele etc.

Activitatea centrului fiind încă la început pentru viitor trebuie să se acorde o atenţie deosebită, stabilirii familiilor de produse şi tipizării acestora pe elemente componente, astfel încît prin combinarea de elemente tipizate să se poată realiza linii tehnologice şi utilaje de producţie pentru industria alimentară.

Tipizarea utilajului agricol se realizează de ICPMA, pe principiul specializării de familii de maşini agricole.

Pînă în prezent o atenţie deosebită a fost acordată utilajului de prelucrat solul şi elementelor de legătură între utilajul de tractare şi cel de prelucrare (elemente de remorcare, elemente de suspendare, elemente de acţionare).

În acest domeniu s-au elaborat: 44 materiale tehnice îndrumătoare, 10 norme de tipizare şi 38 de standarde.

În viitor trebuie să se acorde o atenţie mai mare tipizării restului de maşini agricole cum sînt cele de recoltat, de protecţia plantelor, de împrăştiat îngrăşăminte etc.

Tipizarea utilajului de ridicat şi transportat se realizează de ICPEHR Filiala-Timişoara pornindu-se de la stabilirea unor familii de produse şi maşini de ridicat şi transportat şi continuîndu-se cu tipizarea pe ansambluri şi elemente.

Documentaţia de tipizare elaborată a urmărit în principal restrîngerea tipurilor şi dimensiunilor podurilor şi macaralelor rulante, a macaralelor rotitoare, podurilor rulante suspendate şi altele.

Gama de instalaţii de ridicat se realizează în prezent pentru sarcini de 5 — 320 tone utilizînd elemente tipizate în proporţie de 80—90%. În ceea ce priveşte tipizarea podurilor rulante a fost în prezent încheiată cu desene de execuţie la nivel de reper.

Pe baza proiectelor tip instalaţiile de ridicat şi transportat se execută centralizat la U.M. Timişoara şi la UCMMA -Bocşa.

Programul de viitor în acest domeniu prevede tipizarea unor ansambluri ale utilajelor specifice transportului şi manipulării transcontainerelor, paletelor sau celor din depozitele industriale automatizate (cu comandă centralizată).

Tipizarea utilajului pentru construcţii se realizează de către Centrul de cercetări şi proiectări utilaje de construcţii din Brăila care are preocupări pentru conceperea şi fabricarea acestor utilaje pe familii de produse cu organizarea execuţiei în uzine specializate pe baza tehnologiilor tipizate.

Licenţa de fabricaţie a excavatoarelor hidraulice recent asimilată de către Uzina ,,Progresul''-Brăila cuprinde 3 tipodimensiuni de excavatoare prevăzute cu echipamente cu graifăre, cupe drepte, inverse etc.

În viitor pe baza unor agregate unificate dezvoltate din documentaţia de licenţă se vor realiza circa 200 de echipamente de lucru (cu destinaţii în cele mai diverse sectoare: excavaţii, transport, silvicultură, foraj, etc.).

Vor fi,de asemenea, unificate şi agregate tot în acest scop cutiile de viteze, transmisiile, reductoarele, cuplajele, punţile cu roţi şi pneuri, frînele etc.

Tipizarea pompelor de uz general şi pentru irigaţii face parte din preocupările Uzinei de pompe care a realizat pînă în prezent o tipizare pe familii de pompe, stabilind o gamă de pompe de adîncime pe ansambluri şi repere la nivel de proiecte tip de execuţie. Documentaţia de tipizare prevede ansamble şi repere cu reutilizare la mai multe tipuri şi tipodimensiuni de produse.

Execuţia se face centralizat la Uzina de pompe care în viitor va fi preocupată de extinderea tipizării în sensul modernizării continue a produselor.

Tipizarea ventilatoarelor industriale a revenit colectivului Fabricii de ventilatoare-Bucureşti care a realizat 3 familii mari de produse pentru debite cuprinse între 100 şi 150 000 m^3/h şi presiuni între 10 şi 10 000 mm CA, şi anume: ventilatoare centrifugale; ventilatoare axiale întubate şi de acoperiş; ventilatoare speciale.

De menţionat însă că ventilatoarele actuale provin dintr-o fabricaţie mai veche de unicate, executate la comandă, fără ca în proiectare să se fi urmărit o sistematizare aerodinamică sau constructivă. Acest lucru a condus la existenţa a 500 de tipuri de ventilatoare în gabarite mari şi randamente scăzute, din care în prezent sînt în fabricaţie circa 150.

Pentru activitatea viitoare Fabrica de ventilatoare trebuie să proiecteze noi game de ventilatoare tipizate, să-şi însuşească o serie de produse moderne cu caracteristici şi randamente superioare, care să înlocuiască treptat actuala producţie.

Tipizarea armăturilor. În acest domeniu coordonat de IPCUP s-a acţionat pe 4 căi, şi anume:

a) Tipizarea armăturilor industriale de uz general care se asimilează şi se produc pe baza licenţei Babkock — Gulde la Uzina de utilaj petrolier-Tîrgovişte şi care au un grad înalt de tipizare. Pentru aceste armături asimilarea tuturor tipodimensiunilor se va încheia în anul 1972.

b) Tipizarea armăturilor pentru utilajul petrolier care se fabrică după concepţie proprie la U.M. Bacău. La aceste armături s-a realizat un nivel superior de tipizare, în majoritate fiind standardizate. Considerăm necesar ca IPCUP, care a preluat coordonarea întregului domeniu de armături, să analizeze această producţie din punctul de vedere al soluţiilor folosite şi să propună acolo unde este cazul înlocuirea soluţiilor învechite cu altele moderne cu caracteristici superioare.

c) Tipizarea armăturilor pentru instalaţii sanitare care se produc centralizat la Uzina ,,Armătura''—Cluj şi care în majoritate sînt standardizate. La acest gen de armături este necesar să se continue acţiunea de îmbunătăţire a soluţiilor constructive pentru realizarea unor produse cu performanţe superioare şi cu aspect plăcut.

d) De asemenea la Fabrica de armături din fontă şi oţel carbon de la Zalău vor fi executate armături industriale de dimensiuni mici, realizate pe baza seriilor tipizate, la care sînt prevăzute soluţii constructive şi tehnologice avansate.

Tipizarea reductoarelor. În acest domeniu ICTCM, în afară de stabilirea tipodimensionilor, a realizat proiecte tip pentru ansamblurile şi reperele componente, asigurînd un grad superior de reutilizare. Astfel au fost tipizate 5 familii de reductoare în 4916 tipodimensiuni, avînd o medie de 40 repere pe tipodimensiuni de reductor şi un număr de 4,4 repere noi pe tipodimensiuni, faţă de 70 repere distincte pe reductor cîte erau înainte de tipizare.

Acţiunea de tipizare a reductoarelor se va încheia în 1972.

Tipizarea echipamentului de acţionare hidraulică şi pneumatică. ICTCM, care pe baza gamei tipodimensionale elaborate, execută cercetarea pentru diverse echipamente, realizează proiectele de execuţie în fază experimentală, execută modelele şi după experimentare definitivează documentaţia de tipizare. Pentru echipamentele realizate pînă în prezent ICTCM a obţinut un nivel superior de tipizare, majoritatea echipamentelor fiind standardizate.

Aplicarea şi extinderea tipizării în acest domeniu este frînată de ciclul lung de cercetare — proiectare — asimilare — — aplicare în producţie. Aceasta face ca de foarte multe ori aparatura realizată la nivel de prototip să devină depăşită pînă la introducerea în fabricaţia de serie.

Trebuie subliniat că uzinele specializate ca bunăoară Uzina mecanică—Plopeni, fabrică pe baza cererilor beneficiarilor produse eterogene după modele sau licenţe diferite, cu toate că existenţa documentaţiei de tipizare ar rezolva aproape integral toate dezideratele privind asigurarea cu aparatură de acţionare hidropneumatică.

Trebuie recunoscut că nici ministerul şi nici ICTCM, institutul specializat pentru proiectarea elementelor hidropneumatice tipizate, nu au reuşit să impună utilizarea acestora pentru destinaţiile curente.

Prin crearea de noi capacităţi de producţie pentru fabricaţia centralizată a echipamentelor hidropneumatice (la Uzina ,,Balanţa'' — Sibiu şi U.M. Plopeni) se vor realiza condiţii pentru a fi asimilate echipamente unificate (prin asamblarea unor elemente tipizate), care să fie montate pe diverse utilaje.

Menţionăm că programul de asimilare de la Uzina ,,Balanţa'' Sibiu şi de la celelalte secţii de producţie centralizată prevede fabricarea acestor echipamente destinate maşinilor-unelte, utilajelor de construcţii, turnătorii, în proporţie de peste 90% din elemente tipizate sau standardizate.

Se recomandă ca în viitor construcţiile solicitate de beneficiari să fie introduse în fabricaţie numai cu avizul ICTCM.

Subliniem că programul de viitor prevede extinderea tipizării la întreaga gamă de echipamente şi punerea acesteia de acord cu recomandările internaţionale.

Tipizarea organelor de asamblare. Organele de asamblare de uz general sînt complet tipizate la nivel de standard şi se execută centralizat în uzinele CIMIEM.

Întrucît în ultima perioadă s-au adus în ţară o serie de aparate şi utilaje, atît pentru dotarea unităţilor M.I.C.M. cît şi pentru fabricare pe bază de licenţă şi, cum aceste aparate erau prevăzute cu organe moderne de asamblare care permit obţinerea unor performane superioare produselor la care sînt montate, DGDRI a iniţiat elaborarea prin ICTCM a unui studiu privind stabilirea organelor moderne de asamblare care este necesar să fie asimilate în ţară.

Studiul elaborat a stabilit un număr de 20 serii unitare de organe moderne cuprinzînd: şaibe elastice (3 serii), şaibe elastice cu crestături suprapuse (3 serii), piuliţe autoasigurante monolit (4 serii), piuliţe autoasigurante monolit (3 serii) piuliţe monospiră (4 serii), şuruburi autofiletante monolit (3 serii).

Elaborarea proiectelor tip pentru aceste organe moderne de asamblare este încheiată de ICTCM, documentaţia fiind transmisă CIMIEM în vederea asimilării la fabricile de şuruburi din Braşov, Mediaş şi Tg. Secuiesc.

Din cele 20 serii tipizate 8 au fost asimilate, restul urmînd să se asimileze pînă la finele anului 1973.

Măsuri organizatorice privind dezvoltarea activităţii de tipizare şi unificare în viitor

Pentru coordonarea şi dezvoltarea în viitor a activităţii de tipizare şi unificare au fost desemnate ca unităţi coordonatoare de specialitate institutele, centrale de cercetare, proiectare şi unele uzine din M.I.C.M.

În acest scop la unităţile coordonatoare de specialitate au fost înfiinţate consilii de standardizare — tipizare — unificare cărora li s-au stabilit atribuţii precise în acest domeniu astfel :

Unităţile coordonatoare răspund de nivelul indicatorilor calitativi prevăzuţi în documentaţiile de tipizare, pentru produsele fabricate de întreprinderile M.I.C.M., corespunzător domeniului sau profilului lor de activitate.

Ele verifică şi avizează nivelul calitativ al parametrilor prevăzuţi în documentaţia de tipizare.

Periodic elaborează studii de dezvoltare şi orientare a standardizării şi tipizării conform profilului lor de activitate.

Anual unităţile coordonatoare prezintă propuneri de îmbunătăţire a nivelului calitativ al parametrilor din documentaţia de tipizare pentru menţinerea continuă a nivelului ridicat al producţiei tipizate.

Pe baza acestor propuneri, centralele industriale vor elabora programele anuale de tipizare prin care se va urmări :

— gamele de tipodimensiuni proiectate să acopere necesităţile importante ale producţiei ;

— să se asigure interschimbabilitatea detaliilor supuse uzurii şi a celor care fac să varieze caracteristicile produsului ;

— să se reutilizeze cît mai multe repere de la o tipodimensiune la alta sau chiar de la un sortiment la altul ;

— să se realizeze construcţii economice cu tehnologie simplă, cu utilizarea intensă de materiale noi, cu caracteristici avantajoase.

Se va intensifica acţiunea de refolosire a elementelor subansamblurilor şi a documentaţiei de tipizare, mai ales la fabricaţia produselor unicat, în care scop ;

— în studiile tehnico-economice pentru fundamentarea asimilării de noi maşini, utilaje, aparate şi echipamente tehnologice se va introduce un capitol să precizeze gradul de utilizare a elementelor tipizate în componenţa produsului nou studiat ;

— la proiectele de execuţie ale produselor unicat, precum şi la cele fabricate pe baza planului tehnic, se vor anexa borderouri cu piesele tipizate care intră în componenţa produselor, precizîndu-se gradul de reutilizare a elementelor şi subansamblurilor tipizate.

În vederea informării asupra activităţii de tipizare , se va organiza elaborarea şi tipărirea anuală a nomenclatoarelor privind documentaţia de tipizare.

Pentru creşterea eficienţei tehnico-economice a tipizării şi unificării, se va intensifica organizarea producţiei centralizate a elementelor şi produselor de uz general tipizate, care ar urma să fie fabricate pe stoc şi livrate beneficiarilor.

Se vor avea în vedere ansambluri şi elemente care să contribuie la reducerea timpului de realizare a produselor şi la îmbunătăţirea lor calitativă, cum sînt : SDV, organe de asamblare, armături, capete de forţă pentru maşini agregat, aparatură hidropneumatică de acţionare etc. care, prin realizare în producţie centralizată, vor contribui substanţial la reducerea preţului de cost al produselor şi la eliminarea treptată a producţiei eterogene care se realizează în prezent prin executarea acestor produse la fiecare întreprindere, după cum apar necesităţile.

În vederea reactualizării documentaţiei de tipizare, elaborate în anii anteriori, se vor examina, eşalonat, lucrările existente, propunîndu-se actualizarea în cursul acestui an.

Organizarea de consfătuiri şi conferinţe în domeniul tipizării şi unificării, popularizîndu-se lucrările şi realizările mai importante.

Tipărirea materialelor documentare mai importante din domeniul tipizării în vederea valorificării acestora, prin grija ODPT — MICM şi difuzate tuturor unităţilor interesate

Dr. ing. *P. Dumitrescu*

◆

Construcţiile mecanice, prezenţă prioritară la Tîrgul Internaţional de la Plovdiv

În ziua de 24 sept 1972 a fost inaugurată la Plovdiv deschiderea celei de-a 28-a ediţie a tradiţionalului Tîrg internaţional.

La festivitatea de deschidere au luat parte Todor Jivkov, primsecretar al C.C. al P.C. Bulgar, preşedintele Consiliului de Stat al R. P. Bulgaria, Stanko Todorov, preşedintele Consiliului de Miniştri, alţi conducători de partid şi de stat bulgari.

Din expunerile prezentate cu prilejul festivităţii de deschidere a tîrgului şi din alte materiale editate a rezultat că anul acesta deschiderea tîrgului a avut un caracter jubiliar. Cu 80 de ani în urmă, la 15 august 1892, la Plovdiv, s-a deschis prima expoziţie internaţională bulgară, la care au luat parte 24 de ţări.

La ediţia din acest an, expoziţia a cuprins o suprafaţă de expunere de 165 000 metri pătraţi, participînd 37 de ţări cu peste 4 000 de firme expozante.

Ţara gazdă, R. P. Bulgaria şi-a organizat participarea pe branşe. Expoziţia organizată de construcţiile mecanice bulgare a ocupat o suprafaţă de 24 000 m², cu peste 4 000 exponate, din care jumătate au reprezentat noutăţi.

Industria bulgară a expus noi tipuri de maşini de ridicat şi transportat, linii tehnologice automatizate pentru uzine constructoare de maşini, tractoare de diverse tipuri (fig. 9, maşini pentru industria textilă, produse ale industriei electrotehnice, electronice şi altele. De asemenea au fost prezentate autoturisme, camioane şi subansamble pentru autoturisme. Într-un pavilion special au fost expuse machetele unor nave de mare tonaj, ca de exemplu vasul de transport pentru cărbuni, de 38 000 tone şi petrolierul de 100 000 tone. Totodată a fost prezentată o gamă largă de profile de metale feroase şi neferoase, produse chimice şi petrochimice, pe o suprafaţă de peste 5 000 metri pătraţi.

O suprafaţă însemnată a fost dedicată de ţara gazdă exponatelor industriei uşoare care a însumat toate subramurile din acest domeniu.

De asemenea, industria alimentară şi agricultura Bulgară a ocupat o suprafaţă de 2 500 m², cu 1 650 de produse agro-alimentare, dintre care 100 au purtat inscripţia ,,produs nou".

Dintre organizaţiile de stat bulgare participante menţionăm Uniunea economică de Stat ,,Construcţii tehnice grele", care a prezentat o bandă de îmbuteliat vin, o instalaţie climatică completă. Printre exponatele prezentate pentru prima oară, au reţinut atenţia maşinile textile pentru carde, încălzitorul cu vapori pe bază de motorină — 2,5 tone/oră ; un încălzitor cu gaz în variantă specială ; un

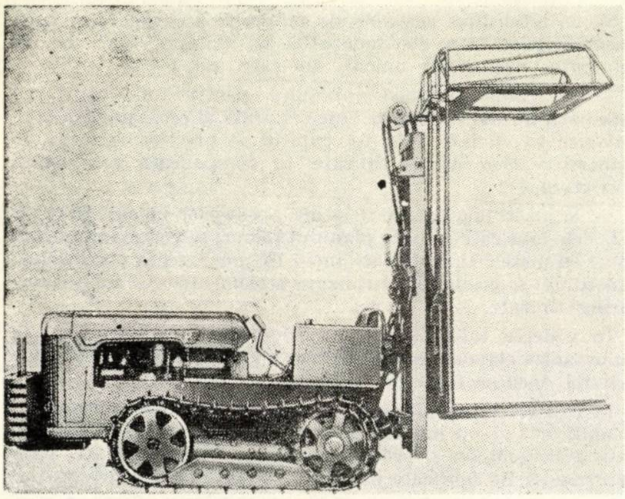


Fig. 1

combinat de albire şi călcare, o serie de maşini pentru construcţiile miniere. Uniunea economică de Stat ,,IZOT'' şi-a prezentat realizările recente în domeniul sistemului de ordonatoare ,,ES1 — 020''.

Întreprinderea ,,Balcancar'' a organizat sectoare tip pe un teren în aer liber pentru a demonstra soluţia diverselor probleme de transport în interiorul uzinelor, diverse maşini specializate — cărucioare termice şi electrice (fig. 3).

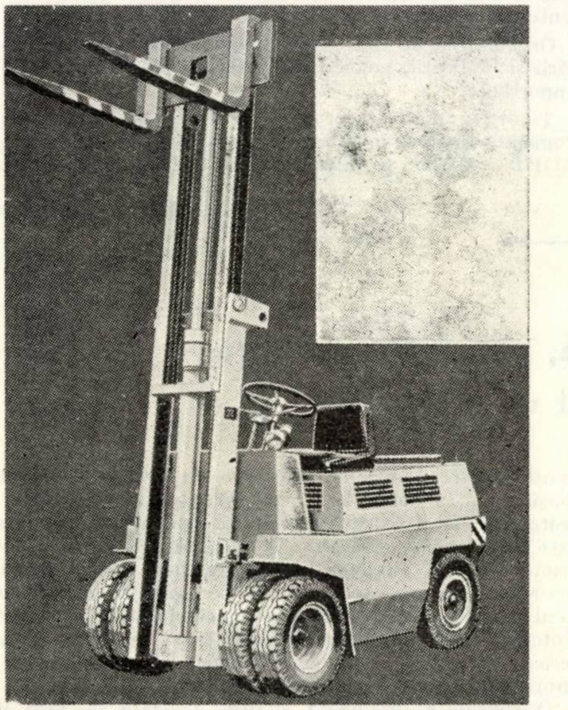


Fig. 2

În domeniul autovehiculelor a reţinut atenţia autoturismele ,,Moscvici, camioanele CTAZ — 53A, şi mai multe variante ale unei basculante cu sarcină sub 630 kg.

De asemenea au mai fost prezentate instalaţii complexe tehnologice şi automatizate care sînt destinate a fi utilizate în uzinele construcţiilor mecanice şi vor fi puse în fabricaţie îndată după închiderea tîrgului.

Trebuie menţionat interesul cu totul deosebit care a fost suscitat de maşinile cu comandă numerică programată şi îmbinarea automată a utilajelor PRS02.

Printre maşinile de prelucrat lemnul a reţinut atenţia un dispozitiv de alimentare, un transportor, mese hidraulice şi de împins, un polizor automat, o instalaţie de returnare şi un dispozitiv de aranjare a pieselor etc.

Printre construcţiile de aparate menajere s-a evidenţiat instalaţia combinată (gaz şi electricitate) dotată cu un programator şi un aprinzător automat cu gaz; diverse ansambluri, compresoare pentru tehnica frigoriferă, noi tipuri de corpuri de iluminat străzi, parcuri.

În domeniul construcţiilor navale bulgare s-a prezentat macheta unei nave de 38 000 tone pentru transportul mărfurilor şi machete de vase de 28 000 tone de tip ,,Vihren'', carboniere de 10 000 tone de tip ,,Verilă'' şi altele.

Industria grea bulgară a prezentat utilaje pentru exploatările geologice. Întreprinderile bulgare MAŞINEXPORT şi ,,GABROVO'' au fost prezente cu unele dintre cele mai modernizate produse (fig. 4—5).

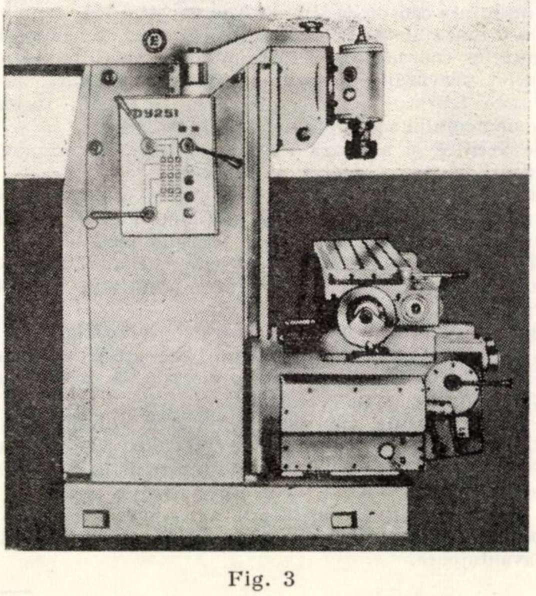


Fig. 3

Metalurgia neferoasă a expus o vastă gamă de profile din cupru, aluminiu, benzi, metale în bloc şi metale extrapuse conductori, metale rare şi preţioase.

Metalurgia feroasă a prezentat un sortiment foarte variat de metale laminate, profilate, cîteva produse derivate din cocsochimie — sulfat de amoniu, benzen, toluen, solvenţii.

Industria chimică a expus 5 secţii fundamentale: chimia de bază (organică şi anorganică), îngrăşăminte organice şi produse de protecţia plantelor, industria de cauciuc, produse chimice pentru uz casnic.

Uniunea economică de Stat ,,Naftochim'' a prezentat produse din domeniul petrochimiei.

Exponatele prezentate de ,,Farmachim'' au fost expuse în 3 grupe principale: medicamente, articole de parfumerie şi produse cosmetice, uleiuri de esenţă. Grupa de bază a antibioticelor, antitermicele şi calmantele, de asemenea, s-a bucurat de o atenţie deosebită.

Uniunea economică de Stat ,,Celuloza şi hîrtia'' a prezentat diferite tipuri de celuloză şi produse din hîrtie.

Produsele din domeniul agriculturii şi industriei alimentare au fost prezentate pe o suprafaţă de 2 500 m^2. Macheta unui complex agroindustrial a suscitat un interes deosebit.

Industria uşoară a fost reprezentată prin şase uniuni economice de stat, înglobînd toate ramurile şi subramurile următoarelor industrii: textile, confecţii, încălţăminte, mobilă, sticlărie, porţelan şi materiale plastice, cuprinzînd 5 000 exponate în diferite desene, culori şi modele.

România, care a participat pentru a 15-a oară la Tîrgul internaţional de la Plovdiv, a fost prezentată în acest an cu una dintre cele mai importante expoziţii deschise în ultimul timp în străinătate. Pe o suprafaţă de aproape 2 000 m^2, 36 întreprinderi româneşti de comerţ exterior au prezentat principalele grupe de produse care formează obiectul exportului românesc, din domeniul construcţiilor de maşini, industriei chimice, materialelor de construcţii, industriei uşoare şi altor sectoare industriale.

Firme româneşti de comerţ exterior, printre care ,,Maşinexport'' ,,Industrial-export''. ,,Electronum'', ,,Mecanoexport'', ,,Autotractor'', ,,Imagrex'', au expus în standuri sau pe platforme separate, peste 5 000 dintre cele mai reprezentative mărfuri româneşti. Printre acestea s-au aflat strungul carusel de 1 600 mm, produs la Fabrica de maşini-unelte şi agregate din Bucureşti, locomotiva electronică de 5 100 kW de la uzina craioveană ,,Electroputere'', micromotoare şi transformatoare, tractoare universale pe roţi şi şenile, autoturismul ,,Dacia'' şi autovehiculele ,,Aro 240'' şi ,,M—461'' o largă gamă de produse chimice, bunuri de larg consum.

Dintre întreprinderile enumerate a reţinut în mod deosebit atenţia întreprinderea ,,Maşinoexport'' care a prezentat o serie de maşini-unelte şi maşini pentru prelucrarea lemnului: strungul carusel SC—1 250 M, maşina de rectificat universală Ru—350, strungurile paralele SN—400 SNA—500, presa cu excentric PAI—10, maşina universală de tîmplărie MUT—400 strung pentru lemn SL—20, şi alte maşini a căror construcţie le asigura o mare productivitate, precizie şi siguranţă în exploatare, avînd în acelaşi timp un sistem simplu de comandă.

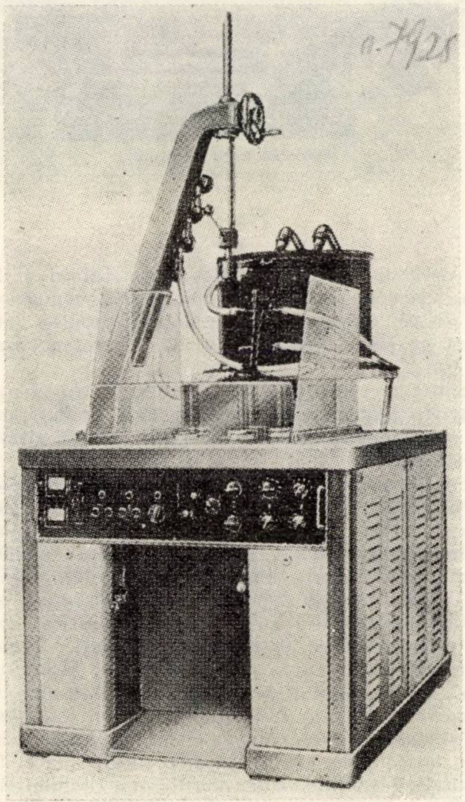


Fig. 4

De asemenea ,,Mecanoexport'', întreprindere care întreţine relaţii comerciale cu firme din peste 50 ţări, a expus: excavatorul hidraulic S—601, ruloul vibrator de 6—8 tone, betonierele de 250 şi 500 litri, armături sanitare din fontă şi alamă, articole de feronerie, fitinguri etc.

O deosebită atenţie a fost acordată autoturismului Dacia — 1300, precum şi tractoarelor şi maşinilor agricole româneşti cunoscute şi apreciate în peste 60 ţări de pe toate continentele.

Dintre maşinile pentru industria lemnului prezentate de ,,Maşinoexport'', menţionăm ferăstrăul circular cu pînza înclinabilă, maşina de capsat lăzi, diverse maşini de prelucrat lemnul, tractoare forestiere.

Întreprinderea ,,Industrial Export'' a prezentat o serie de agregate pentru industria frigului, precum şi utilaje pentru industria alimentară, un grup şi agregat de răcire, compresor frigorific, separator de lapte şi altele.

Firma ,,Tehnoimport'' a prezentat o serie de produse ale fabricii IOR — diverse tipuri de microscoape, truse de sudură.

În domeniul electronicii, întreprinderea Electronum a expus peste 20 grupe de produse, printre care aparate de radio portabile, televizoare, tuburi şi baloane cinescop, elemente de automatizare, ferite, componente active şi pasive, telefoane, centrala telefonică automată, aparatură de joasă tensiune amplificatoare.

Încă din primul moment al deschiderii tîrgului, pavilionul României a cunoscut o vie animaţie. Au fost cercetate cu mult interes, în special, standurile construcţiilor de maşini, care deţin ponderea în cadrul pavilionului nostru.

De asemenea, conducătorii de partid şi de stat bulgari, printre care tovarăşul Todor Jivkov, preşedintele consiliului de stat al R. P. Bulgaria, care au vizitat şi pavilionul Republicii Socialiste România, s-au interesat, în mod deosebit, de progresele făcute de industria noastră constructoare de maşini şi ale celei electronice. Remarcînd bogata participare a României, tovarăşul Todor Jivkov a apreciat şi faptul că ţara noastră este prezentă — în acest an, pentru prima oară — cu un pavilion propriu.

În ziua de 29 septembrie, în cadrul Tîrgului internaţional de la Plovdiv a fost sărbătorită ,,Ziua României''. Cu acest prilej, la festivitate au luat parte Jivko Jivkov, membru al Biroului Politic al Comitetului Central al Partidului Comunist Bulgar, vicepreşedinte al Consiliului de Miniştri al Republicii Populare Bulgaria, şi alte personalităţi ale vieţii politice şi economice.

Luînd cuvîntul, Jivko Jivkov, printre altele, a subliniat că participarea României la Tîrgul de la Plovdiv reprezintă o contribuţie importantă la dezvoltarea şi adîncirea pe mai departe a prieteniei şi colaborării dintre cele două ţări.

Presa bulgară a marcat ,,Ziua României'' publicînd articole şi reportaje menite să sublinieze marele interes stîrnit în rîndul specialiştilor bulgari de cele mai multe dintre produsele româneşti prezente în standuri.

Printre ţările care s-au remarcat prin exponatele din domeniul construcţiilor mecanice de înaltă tehnicitate, prezentate la tîrg, menţionăm Uniunea Sovietică, R. D. Germană, Polonia, Cehoslovacia, Ungaria, Jugoslavia, R. F. a Germaniei, Statele Unite ale Americii, Franţa, Italia, Austria Suedia, Norvegia, Japonia.

Larga participare, prezenţa unui număr ridicat de specialişti şi cadre tehnice, modul de organizare a tîrgului au permis confruntarea unor importante performanţe tehnice şi tehnologii moderne, contribuind la efectuarea unui rodnic schimb de experienţă, la lărgirea cooperării economice şi colaborării dintre state.

Ing. *M. Dumitriu*

România la Tîrgul internaţional de la Plovdiv

A 28-a ediţie jubiliară a Tîrgului internaţional de la Plovdiv, care a avut loc între 28 septembrie şi 3 octombrie 1972, a reunit reprezentanţi ai unor importante cercuri de afaceri din toate continentele Tradiţia acestui tîrg este veche, de 80 ani, el a fost inaugurat la 15 august 1892, cînd a fost organizată prima expoziţie bulgară internaţională. Au participat peste 4 000 expozanţi din peste 28 ţări.

Anul acesta, la Tîrgul internaţional de la Plovdiv, România a participat cu una dintre cele mai importante expoziţii organizate în ultimul timp în străinătate.

Pe o suprafaţă de aproape 2 000 m², 36 întreprinderi româneşti, de comerţ exterior, au prezentat principalele grupe de produse care formează obiectul exportului românesc. România îşi înscrie astfel numele pentru a 15-a oară pe lista participanţilor tradiţionali, considerînd această manifestare drept una dintre formele cele mai prodigioase de promovare a colaborării şi cooperării dintre cele două ţări.

O pondere importantă în cadrul expoziţiei au avut-o exponatele aparţinînd sectorului industriei construcţiilor de maşini. Preocuparea permanentă pentru asimilarea de noi produse şi modernizarea celor aflate în fabricaţie a dus la îmbogăţirea nomenclatorului construcţiilor de maşini.

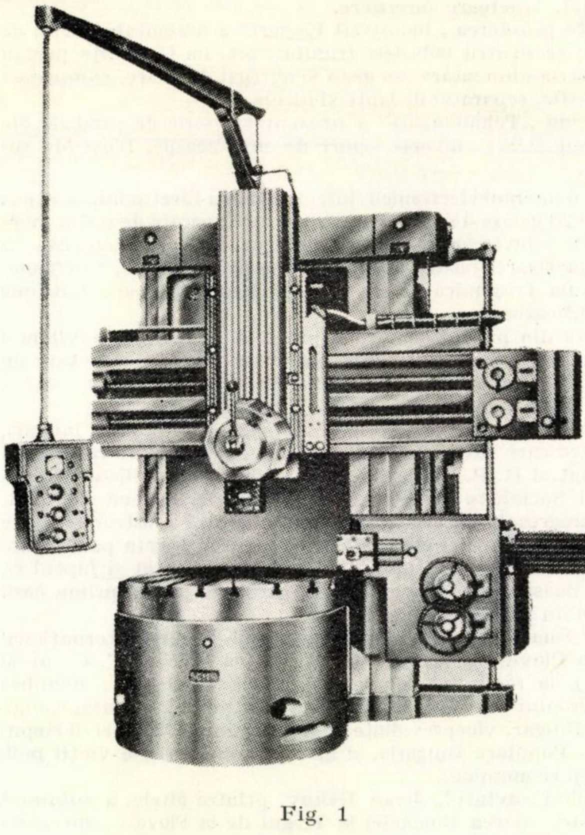


Fig. 1

Întreprinderea ,,Maşinoexport'' a prezentat o serie de maşini-unelte şi maşini pentru prelucrarea lemnului ca : strungul carusel SC—1250 M (fig. 1), maşina de rectificat universală Ru—350, strungurile paralele SN—400, SNA—500, presa cu excentric PAI—10, maşina universală de tîmplărie MUT—400 strungul pentru lemn SL—20, şi alte maşini a căror construcţie le conferă o mare productivitate, precizie, siguranţă în exploatare şi, în acelaşi timp, un sistem simplu de comandă (fig. 2 şi 3).

,,Mecanoexport'', întreprindere care întreţine relaţii comerciale cu firme din peste 50 ţări, a expus excavatorul hidraulic S—601, ruloul vibrator de 6—8 tone, betonierele de 250 şi 500 litri, armături sanitare din fontă şi alamă, articole de feronerie, fitinguri etc.

Pe lîngă maşinile pentru industria lemnului, prezentate de ,,Maşinoexport'' au mai fost prezentate de întreprinderile ,,Forexim'' şi Ilexim'', ferăstrăul circular cu pînza înclinabilă, maşina de capsat lăzi, diverse maşini de prelucrat lemnul, tractoare forestiere pentru exploatări etc. De asemenea, o serie de agregate pentru industria frigului, precum şi utilaje pentru industria alimentară, produse ale uzinei ,,Tehnofrig'' din Cluj, exportate de ,,Industrialexport ca grup şi agregat de răcire, compresor frigorific, separator de lapte şi altele.

Tractoarele şi maşinile agricole româneşti, cunoscute şi apreciate în peste 60 ţări de pe toate continentele, exportate de întreprinderile Autotractor şi Imagrex, cîştigătoare ale unor competiţii internaţionale, autoturismele de orice teren autoturismul M—461 prezentat de firma ,,Dacia'', alături de elegantul autoturism Dacia—1300, au atras admiraţia numeroşilor vizitatori.

În sfîrşit sectorul industriei construcţiilor de maşini a fost completat de firma ,,Tehnoimport'' care a prezentat o serie de produse ale fabricii IOR ca : truse de sudură, diverse tipuri de microscoape, edipiascoape şi altele.

Electronica şi Electrotehnica, industrii care ating cel mai înalt ritm de dezvoltare pe ansamblul ramurii, au fost reprezentate la Plovdiv de întreprinderea ,,Electronum'' care a expus peste 20 grupe de produse. Printre acestea au figurat :

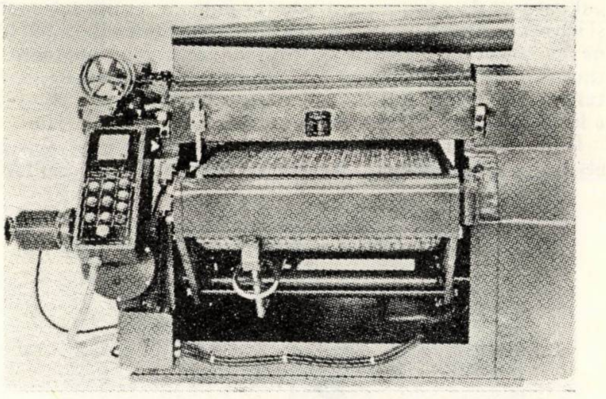


Fig. 2

aparate de radio portabile, televizoare, tuburi şi baloane cinescop, elemente de automatizare, ferite, componente active şi pasive, telefoane, o centrală telefonică automată, aparatură de joasă tensiune, amplificatoare, micromotoare etc.

Ca rezultat al creării unei puternice baze tehnico-materiale a industriei chimice, producţia globală a acestei ramuri de bază a economiei româneşti a crescut într-un ritm mediu anual ridicat.

Dinamismul acestei industrii este determinat de necesitatea valorificării superioare a resurselor naturale ale României, de cerinţele interne şi externe. La Plovdiv au fost prezentate cîteva întreprinderi exportatoare de produse chimice ca : Azoexport, Chimimport, Imeco, Dero, Color, Danubiana, Plastex, Fibrex care au expus diverse îngrăşăminte chimice, cauciuc şi produse din cauciuc, mase plastice, coloranţi, substanţe farmaceutice, cosmetice, detergenţi, săpunuri, sisteme de acoperire pentru metale şi lemn, răşini sintetice, cerneluri, fire şi fibre sintetice şi numeroase alte produse. De asemenea, Centrala Industriei bunurilor de consum din cauciuc şi mase plastice a expus o serie de articole de marochinărie, articole de menaj, jucării, încălţăminte, folii din PCV şi altele. Posibilităţile de valorificare a ţiţeiului, domeniul în care România are o tradiţie de peste 100 ani, au fost prezentate de ,,Petrolexport'' care expune uleiuri pentru diverse întrebuinţări, benzină cu diverse cifre octanice, vaseline, parafine şi alte produse de rafinare.

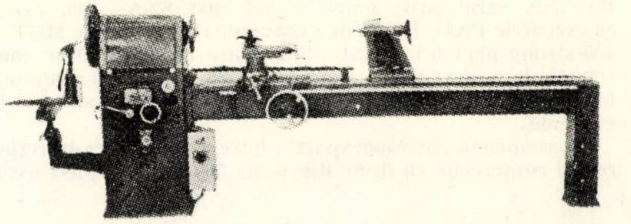


Fig. 3

Industria textilă, de confecţii şi tricotaje a fost reprezentată de cinci întreprinderi de comerţ exterior; Românoexport, centrala industriei linii, Centrala Industriei inului şi cînepii, Centrala industriei textile şi Centrala industriei tricotajelor. Au fost expuse costume bărbăteşti, rochii, diverse articole de îmbrăcăminte pentru copii, ţesături, pluşuri, cravate, batiste, tricotaje din fire chimice sau sintetice pentru bărbaţi, femei şi copii, într-un sortiment foarte variat, cu modele şi culori moderne care impresionează plăcut privirea. Pe o suprafaţă de 20 m^2 întreprinderea ,,Arpimex'' a prezentat 40 modele diferite de pantofi pentru femei, bărbaţi, copii, diverse produse de marochinărie din piele şi PVC. Bunul gust, fantezia, execuţia ireproşabilă conduc, în mod fericit, la realizarea acestor produse.

Specialiştii şi reprezentanţii comerciali ai întreprinderilor româneşti de comerţ exterior, prezenţi la standuri, au pus la dispoziţia celor interesaţi toate informaţiile şi materialul documentar solicitat, atît în privinţa exponatelor, cît şi a celorlalte produse care figurează în nomenclatorul de export.

Bogata activitate desfăşurată în ultimii ani pe tărîmul colaborării şi cooperării economice şi tehnico-ştiinţifice, progresul rapid pe calea dezvoltării economice a celor două ţări, vecinătatea geografică şi interesele reciproce sînt garanţie că relaţiile de colaborare dintre România şi Bulgaria îşi pot găsi în continuare o tot mai amplă dezvoltare.

Vitezele reciproce întreprinse de conducătorii celor două ţări vecine au constituit un nou prilej de confirmare a legăturilor trainice de colaborare şi cooperare, evidenţiind dorinţa comună de extindere şi diversificare continuă a legăturilor frăţeşti, pentru întărirea crescîndă a potenţialului lor economiei, pentru înflorirea continuă a ambelor popoare.

N. Tănase

Utilaje perfecţionate prezentate de „BALKANCAR" la Tîrgul internaţional de la Plovdiv

Dintre exponatele prezentate, atenţia specialiştilor a fost reţinută de utilajele din domeniul tracţiuni, printre care căruciorul tip DT—1518 (fig. 1), destinat transportului pe teren solid şi neted. Este de construcţie modernă şi posedă înalte calităţi dinamice. Poate fi folosit nu numai pentru a trage încărcături, ci şi a le împinge cu ajutorul părţii fronale, ceea ce face să aibă utilizare universală. Motorul diesel Perkins'' şi transmisia mecanică asigură trei viteze în mersul înainte şi înapoi, are comandă uşoară şi frînajul sigur, asigurînd o exploatare eficace. Construcţia căruciorului permite fabricarea sa în cîteva variante — cu transmisie hidraulică, cu un alt motor diesel, asigurîndu-i o forţă de tracţiune şi mai ridicată.

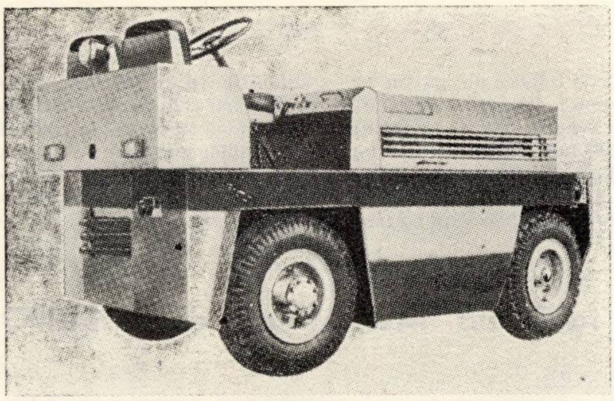


Fig. 1

Dintre caracteristicile tehnice menţionăm efortul la cîrlig de 1000 kg, viteză de translaţie încărcat/gol km/h 20/20. Rampa maximă admisibilă pe o distanţă de 15 m, încărcat/gol %20.

Unghiul de degajament înainte/înapoi 30/25, greutate proprie 1950 kg, încărcături pe osie înainte/înapoi 750/1200 kg, viteza de rotaţie la putere maximă rot/min 2 400.

Un alt tip îl reprezintă căruciorul EV—738—3 (fig. 2), cu furci de mare înălţime. Aceasta are capacitatea de 3 tone şi este destinat operaţiilor din interiorul uzinelor, în antrepozite, aeroporturi, gări şi staţii auto pe terenuri în trepte pavate solid şi metal.

O particularitate a acestei maşini constă în posibilitatea de a i se monta şi folosi o baterie de acumulatoare de fier — nichel.

Partea hidraulică a căruciorului de acest tip este de nivel tehnic ridicat.

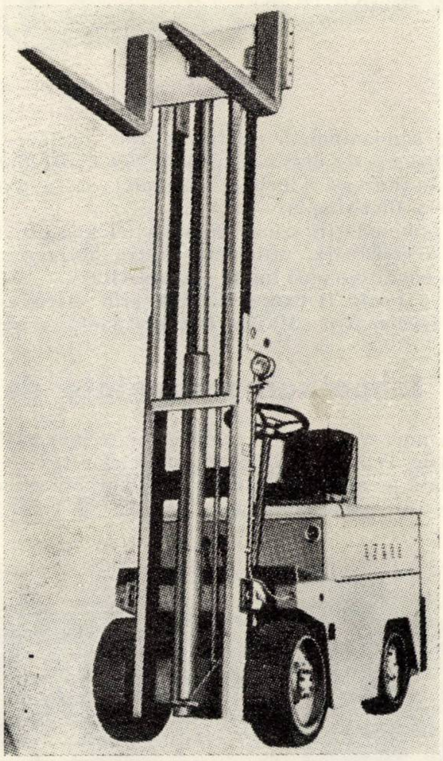


Fig. 2

Dintre caracteristicile tehnice a reţinut atenţia capacitatea normală, care este de 3 000 kg, viteza de transport la sarcină nominală la ridicare în gol 9/10, cu sarcină normală/în gol cm/s 11/15.

Rampă maximă admisibilă în sarcină normală pe o traiectorie de 15 m 9 %, greutatea, cu baterii 4 850 kg.

M.D.

Noi tipuri de maşini modernizate expuse de întreprinderea „Friederich Engels" la Tîrgul internaţional de la Plovdiv

Maşina universală de frezat FU—251 (fig. 1) este destinată pentru frezarea suprafeţelor de diferite forme din oţel, fontă, metale neferoase şi mase plastice. Datorită perfecţionărilor, la aceste tipuri pot fi folosite diferite freze (cilindrice discoidale, modulare, frontale etc.).

Puterea motorului, diapazonul larg al vitezelor şi transmisiilor permite să se lucreze cu instrumente din aliaje dure. Masa de lucru a maşinii poate îndeplini cicluri liniare automate.

Maşina este completată cu dispozitive universale. Dintre caracteristicile tehnice menţionăm :

Dimensiunile suprafeţei de lucru ale masei 250 × 1 100 mm ; distanţa de la axul şpindlului pînă la suprafaţa de lucru a mesei : minima 30 mm maxima 430 mm ; cursa mesei : în lung 780 mm cu secțiune 250 mm, vertical 400 mm; întoarcerea la stînga și dreapta ± 450; mersul rapid al masei: în lung și în secțiune 2660 mm/min, vertical 1100 mm/min; dimensiuni de gabarit 1400 × 1630 × 1630 mm.

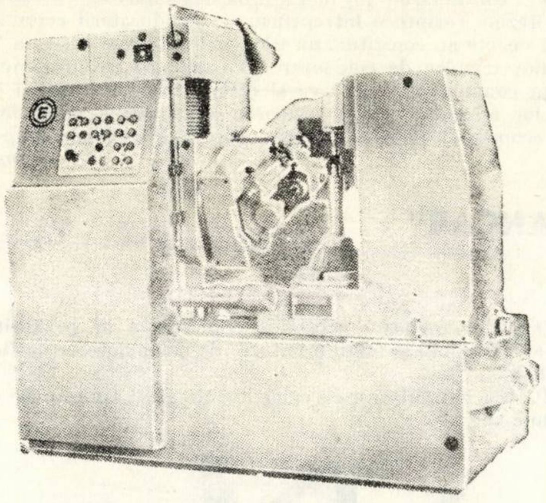


Fig. 1

Mașina semiautomată de frezat roți dințate de tipul ZF 041 (fig. 2) este destinată pentru frezat roți dințate cilindrice cu dinți drepți și înclinați cu cuplaj extern, axele roților elicoidale și filet simplu.

Noile îmbunătățiri aduse construcției mașinii, asigură o tărie și o rezistență, suficiente pentru obținerea preciziei roților în condițiile unei înalte productivități.

Frezarea poate fi executată atît prin metoda paralelă, cît și în sens contrar. Mașina este prevăzută cu suport universal, putînd lucra și prin cursă tangențială precum și diagonală. De asemenea, este prevăzută cu mecanism de schimbare periodică, ceea ce reduce mult uzarea. Dintre caracteristicile tehnice ale mașinilor cu dimensiunea de 320 mm subliniem: diametrul maxim al prelucrării 320 mm; modulul maxim la oțel 6, la poziția 8; lungimea maximă de frezare 290 mm; numărul maxim de dinți 400; numărul minim de dinți 3; puterea motorului principal 7 kW. Gabaritul mașinii: lungimea — 2 400 mm; lățimea — 1 300 mm; înălțimea — 2 000 mm; greutatea — 5500 kg.

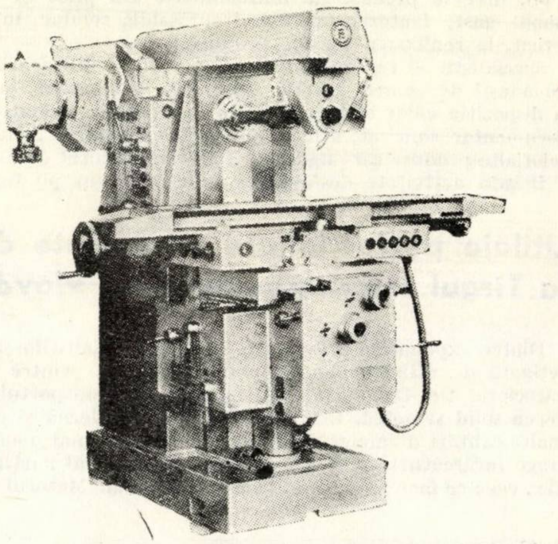


Fig. 2

M.D.

Noile tehnologii prezentate de INVESTA la Tîrgul internațional de la BRNO

Ultima noutate a acestei tehnologii este mașina Bicolor — Araloop (fig. 1) pentru fabricarea articolelor textile cu suprafața buclată pe ambele părți. Pe aceste mașini se pot fabrica atît cuverturi grele, prosoape, capoate de baie, rochii de casă, lenjerie de pat și articole decorative de diferite culori pe cele două părți, cît și articole textile ușoare, îmbrăcăminte de plajă și lenjerie fină de corp.

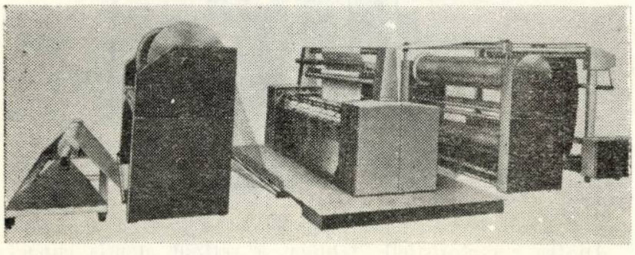


Fig. 1

Tehnologia nouă a Bicolor—Araloop se remarcă prin excelentul nod al buclei pe țesătura de eponj.

Mașina lucrează la viteza de 1 000 ochiuri pe minut în cazul lățimii de 2 700 mm. Randamentul pe oră la o desime a rîndurilor de 25/10 cm este de 120 m, iar la o desime a rîndurilor de 75/10 cm este de 40 m.

Bobinatorul automat AUTOSUK (fig. 2) se remarcă în primul rînd prin înalta sa productivitate. Această mașină este destinată bobinajului firelor de bumbac, lînă, firelor sintetice și celulozei, precum și firelor mixte pe bobine încrucișate la o viteză de bobinare pînă la 1200 m/min.

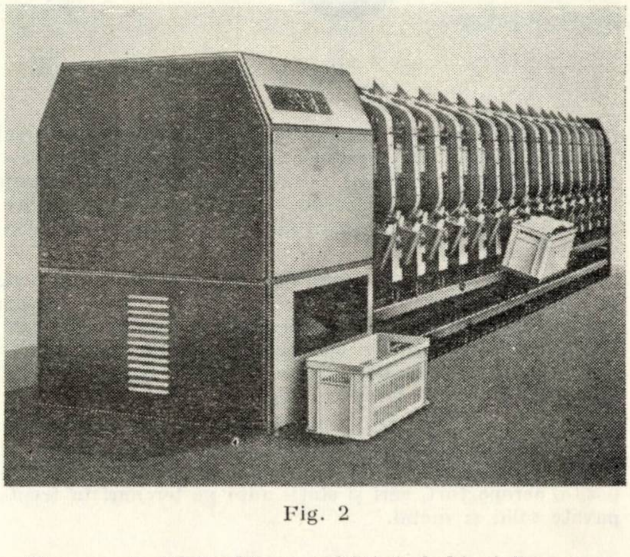


Fig. 2

Mașina este bilaterală, cu unități de bobinaj fixe, cu comandă totul automată independentă pentru fiecare unitate. Mașinile individuale pot fi instalate în lanț unele lîngă altele, fără trecere între ele, realizîndu-se economie de spațiu în sălile de bobinaj.

Unitățile de bobinaj alcătuiesc ansambluri independente, cu organe în întregime individuale.

După bobinarea fină la diametrul prealabil reglat și de asemenea cînd ,,magazia'' de fire se golește, unitatea de bobinaj se oprește automat.

D.M.

Utilaje cu caracteristici îmbunătăţite prezentate de întreprinderea MERCURIA la Tîrgul internaţional de la BRNO

Una dintre maşinile-unelte care a reţinut atenţia a fost şi perforatorul electric EV 110D (fig. 1) care este destinat să fie folosit în toate cazurile în care aplicarea perforatoarelor staţionare este imposibilă.

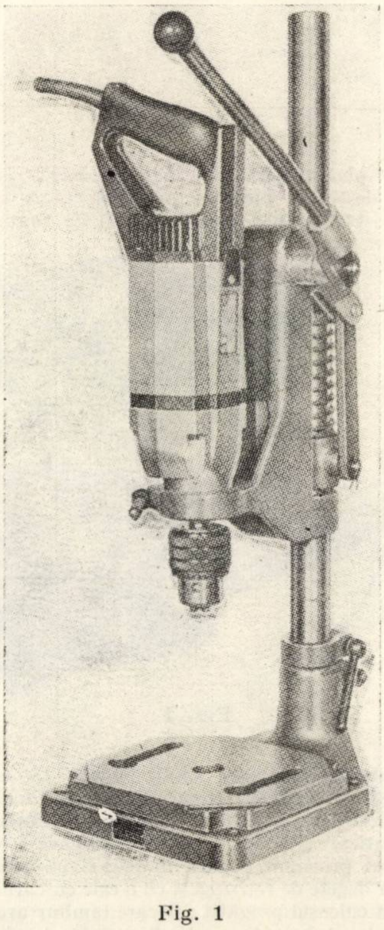


Fig. 1

Poate fi folosit şi ca pulverizator, pentru polizat(lustruit) etc. Dintre caracteristicile tehnice menţionăm viteza 700 rot/ /min, puterea 380 W, intensitatea curentului folosit 1,85— — 3,7 A.

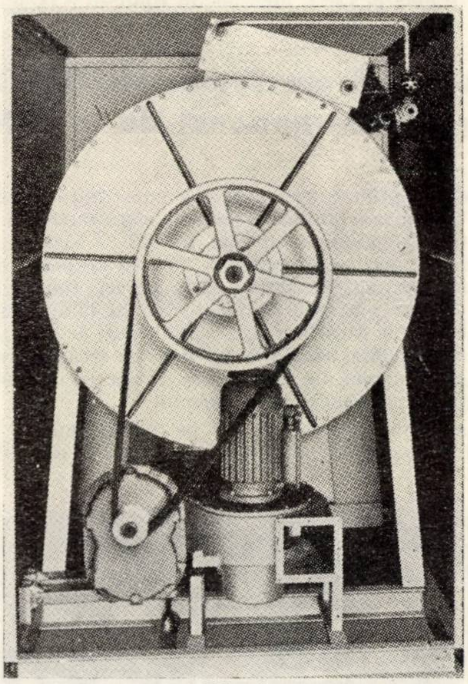


Fig. 2

De asemenea maşina de spălat rufe TB 25—2 şi uscătorul S 30 (fig. 2) reprezintă un ansamblu cu caracteristici superioare; sînt prevăzute cu un tambur de mare capacitate fabricat din oţel inoxidabil.

Dintre caracteristicile principale se remarcă greutatea încărcăturii 30 kg, randamentul maşinii 75 kg/h, diametrul tamburului 1080 mm, adîncimea 1 000 mm, turaţia tamburului 27 rot/min.

D.M.

Noi utilaje prezentate de INTERSIGMA la Tîrgul internaţional de la BRNO

Printre produsele noi care au reţinut în mod deosebit atenţia se numără pompa orizontală de înaltă presiunea 20—PAK—12 (fig. 1) a cărei greutate este de şapte ori mai mică în comparaţie cu tipul anterior de pompa de aceeaşi capacitate.

Acest tip se caracterizează printr-o mare viteză de conectare directă cu un motor cvadripolar asincron. Pompa poate fi echipată cu o instalaţie de control automat. Controlul este realizabil în două feluri: fie prin instalarea pe ramura

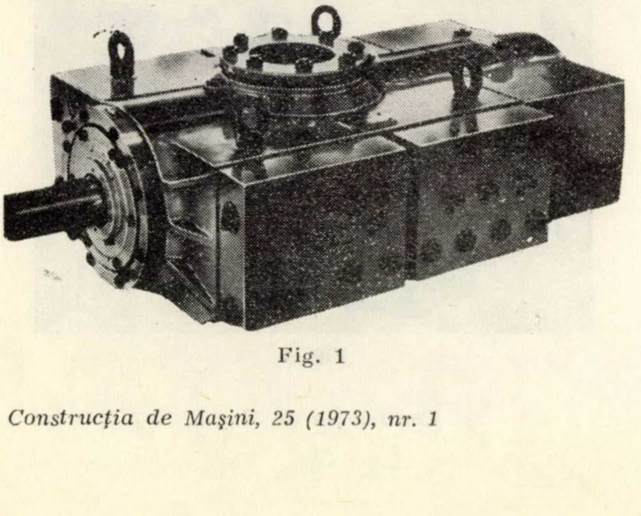


Fig. 1

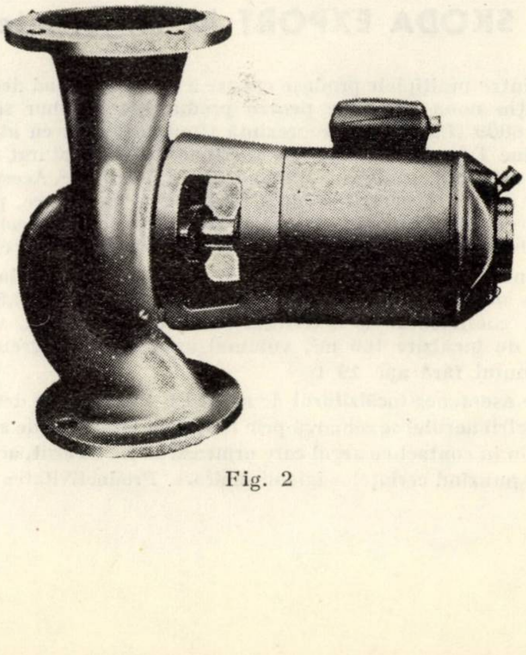


Fig. 2

liberă a pompei a unor dispozitive automate, fie prin dispozitive hidraulice.

De asemenea pompa mobilă pentru apă caldă NTP—NTC (fig. 2). Pompa este dotată cu sisteme de circulaţie forţată a apei calde. În comparaţie cu tipurile anterioare, deşi dimensiunile au fost micşorate, ea asigură un transfer de căldură mai uniform şi o metodă de încălzire mai economică. Dintre tipurile care pot fi folosite pentru încălzirea apei circulante pînă la 120°C menţionăm tipul 25 NTC 55 STANDARD. De asemenea tipurile 25 NTP şi 40—50 NTC, de dimensiuni mai mici, sînt destinate pentru presiuni mai mici în sistemele de încălzire centrală.

Dintre însuşirile mai deosebite ale acestor tipuri a reţinut atenţia funcţionarea fără zgomot, economicitatea, durabilitatea, montarea direct în tuburi, dimensiunea şi greutatea redusă.

D.M.

Produse noi ale firmei MOTOKOV prezentate la Tîrgul internaţional de la BRNO

O noutate printre exponate au constituit-o tractoarele ZETOP prima serie unificată după modernizarea din fabrica ZKL Brno. Menţionăm tipurile Z 4712, Z 5711 şi Z 6711 fără cabine, destinate exclusiv pentru export; tipurile fără cabine, destinate exclusiv pentru export; tipurile Z 4718, Z 5718, Z 5748 cu axul de conducere în faţă. Elementele principale care le deosebesc de vechile tipuri de ZETOP sînt: motor mai puternic, cabină de tip nou, cu securitate sporită, schimbări ale axului din faţă şi ale instalaţiei de conducere, care asigură funcţionarea fără zgomot.

Maşina pentru sădit cartofi pe patru rînduri, pentru soluri nisipoase, tip 4 Sa BPP—62/75 (fig. 1) este destinată folosirii pe soluri uşoare, pe loc plan şi pe pante moderate pînă la 5° maximum. Serveşte la plantarea tuturor soiurilor de cartofi, sub firmă de tuberculi întregi sau fracţionaţi. Bucăţile pot avea un diametru de 30—60 mm şi o greutate pînă la 120 g. Adîncimea de plantare se poate regla între 12—15 cm.

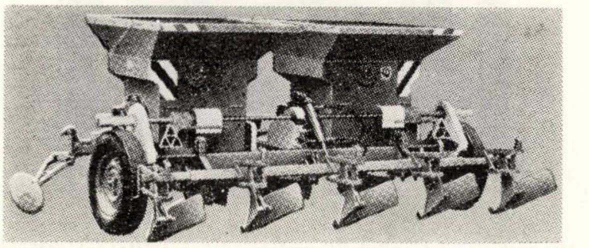


Fig. 1

Distanţa de plantare a rîndurilor este de asemenea reglabilă între 62,5 şi 75 cm.

Maşina de plantat cartofi pe două rînduri 2 Sa BN—62,5 (fig. 2) este destinată lucrului pe teren plan sau înclinat pînă la 10—14°. Se pot planta cartofi de toate soiurile, a căror greutate nu depăşeşte 120 g bucata. De asemenea se pot planta şi cartofi tăiaţi (transaţi). Toate lucrările — deschiderea rîndurilor, plantarea cartofilor, acoperirea — sînt total automatizate şi se execută într-o singură trecere.

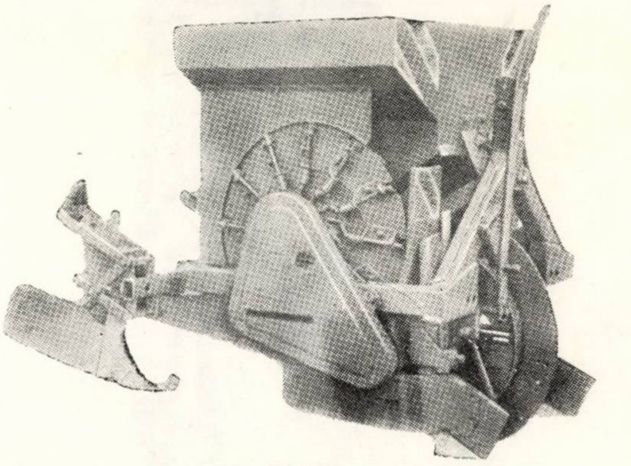


Fig. 2

Mecanismul principal constă în două tambururi care sînt prevăzute cu degete de reţinere şi cu o cale cu care se plasează tuberculul în culcuşul pregătit; fiecare tambur are 12 degete. Distanţa dintre tuberculi poate fi reglată după dorinţă la 21,5—25—30—35 şi 40 cm şi chiar la 45—50 cm.

D.M

Performanţe tehnice ale unora dintre produsele noi prezentate de SKODA EXPORT la Tîrgul internaţional de la BRNO

Dintre multiplele produse expuse a reţinut în mod deosebit atenţia noua instalaţie pentru producerea de abur saturat BK 6000 (fig. 1) care reprezintă tipul cazanelor cu abur ce produc 1,0 — 1,6 — 2,5 — 4 şi 6 tone de abur saturat într-o oră, atingînd presiunea maximă de 13,5 kgf/cm^2. Aceste cazane au vatră pentru arderea reziduurilor petroliere, prevăzută cu dispozitiv de dispersie. De asemenea sînt echipate cu dispozitive automate de aprindere şi de funcţionare.

Dintre caracteristicile tehnice menţionăm: productivitatea nominală 6000 kgf/cm^2, presiunea nominală 13,5 kgf/cm^2, coeficientul de activitate eficientă 87,5—91 %, suprafaţa de încălzire 166 m^2, volumul apei 12,1 m^3, greutatea cazanului fără apă 19 t.

De asemenea încălzitorul de aer OTV 1500 (fig. 2) destinat încălzirii aerului se remarcă prin faptul că produsele de ardere nu vin în contact cu aerul care urmează să fie încălzit, aceasta corespunzînd cerinţelor igienii sanitare. Productivitatea serie

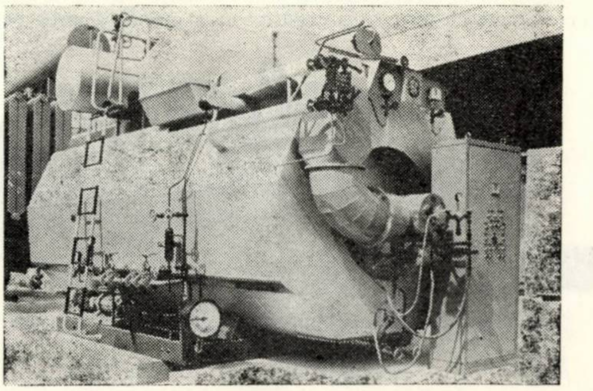


Fig. 1

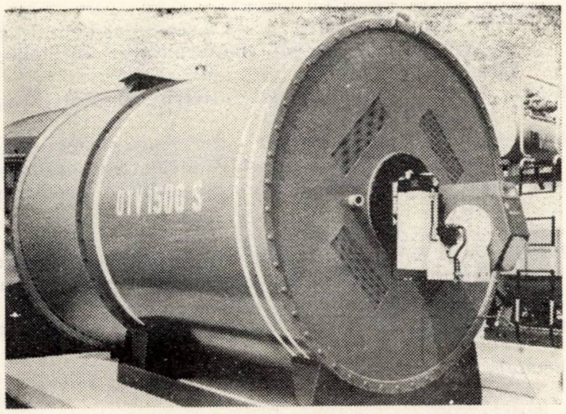


Fig. 2

este de 0,25—0,6—1,0 și 1,5 cal/h, iar dintre principalele caracteristici tehnice menționăm:

cantitatea maximă de aer	48 000 Nm^3/h
temperatura de încălzire	75 — 150°C,
coeficientul de activitate eficientă	88 %.

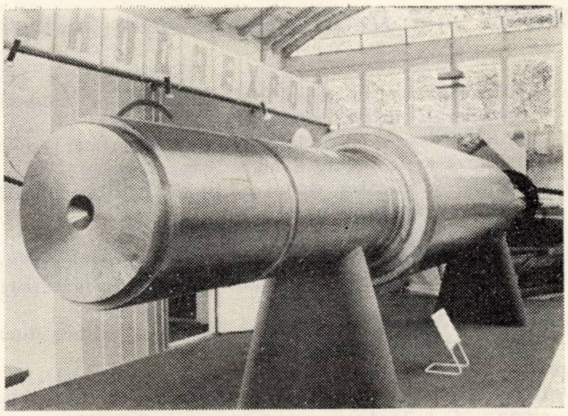


Fig. 3

Valțul de laminat bistratificat (fig. 3) este destinat pentru laminarea foilor groase. Butoiul valțului are diametrul de 995 mm, lungimea butoiului 3 500 mm, lungimea totală a valțului 8 300 mm. Învelișul exterior de 400 mm este fabricat dintr-o fontă de înaltă rezistență cu grafit sferic.

D.M.

Revista revistelor

Steuerungs-technik (Krausskopf Verlag)

nr. 7/8, 1972

Kohl, W. : Comandă electronică la comprimarea aerului.
Goldsche, J. : Sarcini speciale rezolvate prin strunguri cu comandă numerică.
Walliser, G. : Fluidica în tehnica reglării și comenzii.
Göhner, A. : Funcționarea transmisiei informațiilor ce depinde de presiune.
Ortmann, G. : Comenzi fluidice de comutare prin circuite cu elemente logice bistabile.
Multrus, V. : Logica pneumatică-tehnică de comandă.
Polthoff, B. : Circuite integrate pentru comenzi.
Bauer, E. : Simularea unui sistem DNC.
Ende, Th. : Programe de comandă numerică pentru practică.

C.A.

Wasser, luft and betrieb (Krausskopf Verlag)

nr. 9, 1972

Vick, E. : Punct de vedere al constructorului de instalații asupra stațiilor de epurare a aerului evacuat.
Pölsckke, H. : Controlul și epurarea aerului.
Mürmann, H. : Probleme ale ventilării atelierelor uzinelor și camerelor.
Köhler, R. : Domenii de aplicație a flotării în tratarea apelor reziduale și a noroaielor.
Kempel, E. : Tratarea apei de răcire cu agenți de dispersie.
Bartholmal, H. : Extragerea, tratarea și transportul materiilor prime provenite din zăcămintele submarine.

C.A.

Ölhydraulik und pneumatik (Krausskopf Verlag)

nr. 9, 1972

Gybert, T., Roorda, T. : Analiza cuplului de pornire la hidromotoare.
Künzel, O. : Comportarea la transfer a conductelor pneumatice.
Hoffmann, D. : Dimensionarea transmisiilor hidraulice pentru automobile.
Green, D. : Hidraulica în slujba manipulării transportului aerian al mărfurilor.
Eichhorn, H., Anneser, Th. : Servomecanisme redondante.
Blume, K. : Aerul în sistemul hidraulic.
Langosch, O. : Lupta contra Zgomotului în instalațiile hidraulice.
Schumann, G. : Indicații practice pentru fabricarea și utilizarea conductelor flexibile.

C.A.

Verfahrens-technik (Krausskopf Verlag)

nr. 9, 1972

Naeser, G., Fiedler, A. : Activitatea mecanică a materialelor solide și importanța sa tehnică.
Zabelitz, Chr. : Trierea materialelor granuloase în pat fluidificat.
Rammler, E., Bahr, A. : Determinarea suprafeței specifice a repartițiilor granulometrice (II : metode de calcul).
Mc Dowell, W. : Migrarea substanțelor dizolvante sau în dispersie în timpul uscării.
Rausch, W. : Compararea critică între desprăfuitorul cu curgere rotativă și ciclon.

C.A.

Fördern und Hebel (Krausskopf Verlag)

nr. 13, 1972

Füssel, M., Dezvoltarea descărcării materialelor în masă — consideraţii asupra sistemului.

Ladnorg, U., *Brux, G.* : Probleme grele de transport rezolvate de către helicoptere de mare capacitate.

Bahnsein, D. : Indicator de nivel în condiţiile exploatării severe : aripi rotative electromecanice.

Huber, W. : Aprecierea camioanelor-macarale.

Hoepke, E. : Înlocuirea remorcilor şi a tractoarelor rutiere cu capete tractive motorizate pentru încărcături pînă la 1 000 t.

Buchwald, F. : Instalaţii cu un tub cu linii multiple, o nouă concepţie de post pneumatic.

Eggenwirth, H. : Calculul randamentului ascensoarelor.

Denk, H. : Factorii determinaţi ai implantării industriale.

Haussmann, G. : Traficul ,,seabee'' : prima călătorie spre Europa.

C.A.

Kunststoff-technik (Krausskopf-Verlag)

nr. 9, 1972

Pfleiderer, G. : Plastic expandat în fabricarea mobilelor.

Kleinholz, R. : Răşini poliestere care nu-şi micşorează volumul.

Menges, G., *Schulze, H.* : Construirea elementelor din materiale plastice.

* * * Lad — Materiale plastice în construcţia motoarelor cu reacţie.

C.A.

Antriebs-technik (Krausskopf Verlag)

nr. 9/1972

Gerbert, G. : Repartiţia eforturilor de tăiere între suprafeţele de frecare ale unui ambreiaj pentru automobil.

Klinger, F. : Bancuri de probe pentru mecanismele de transmisie, arbori, cuplaje pentru testarea durabilităţii prin supunerea la sarcini alternante.

Meckelburg, E. : Rezistenţa la uzură a materialelor (I : oţeluri şi fonte).

Pötschke, H. : Locomotive electrice cu două sisteme cu tiristor'

Droscha, H. : Mecanisme noi de transmisie marină.

Bowler, M. : Dezvoltarea frînelor cu discuri în Marea Britanie.

C.A.

GEP

nr. 3/1972

Lajtai, István : Noul centru de prelucrare Csepel.

Bosznay, Adam : Dare de seamă asupra cărţii ,,Teoria şi calcularea construcţiilor din bare'' de Szebó., Iános şi Roller, Béla.

Réti., *Pál* : Avantajele ulterioare a încercărilor nedestructive ale materialelor în controlul calităţii, din industria fierului şi a oţelului.

Simons, János : Concluzii, reglate electric, adoptate la maşinile Csepel NC.

Krupa, Tibov : Metodă pentru determinarea efectului de perpendicularitate a muchiei aşchietoare influenţînd forţa axială şi momentul de aşchiere produs prin găurire.

Szekely Gyorgg : Aniversarea standardizării în 1972

Zitás, István şi *Kis, Géza* : Posibilităţi de proiectare cu ajutorul calculatoarelor a materialului manipulat şi transportat în depozitele uzinii.

Marusinecz, Bile : Tip de transportor cu pernă de aer pentru echipament.

Kondoray, Egon : Noutăţi în standardizare.

D. V.

nr. 4/1972

Gergely István : Perspectivele industriei alimentare în dezvoltarea economiei de materii prime alimentare.

Horváth, László : Reducerea efectului de forţă produs prin schimbarea drumului săniei.

Bede, István : Recenzie asupra cărţii ,,Compararea variatelor tehnologii'' a lui Müler G.

Terplau, Kornél : Mijloace optime de prevenire şi corectarea neplăcerilor în producţie.

Brenner Dr., *András* : Defecte de sudură şi tehnologia sudurei fără — defecte.

Füstös, Sandov : Prevenirea uzurii în producţie printr-o planificată menţinere în bună stare, conform teoriei oboselii.

Pólmai, Zoltán, : Contribuţii la teoria uzurii în formă de crater a sculelor aşchietoare din aliaj dur.

Markovics, György : Unităţi de aprovizionare a motoarelor cu variatoare electrice polifazice lucrînd ca frecvenţă înaltă.

D.V.

Gépgyártástechnológia

nr. 3/1972

Hornung, Andor : Importante rectificări în construcţia de maşini.

Peló, Márton : Dezvoltarea tehnică în turnătorii.

Lovas, Béla : Problemele de formarea sistemelor organizatorice în tehnologia producţiei computerizate în unire cu educaţia universitară din şcolile de învăţămînt superior.

Vraukó, László : Factorul de decolare specifică ca o caracteristică viitoare în decolarea sistemului clasic.

Konstantinov, Grigor, Grigorov : Calibrarea electroerozivă a găurilor.

Rabolt, Ervin : Formarea prin extrudere la rece.

Bikov, V. L. : Comunicări cu ajutorul sateliţilor

Katona Jenö : Conferinţe internaţionale de maşini unelte şi expoziţia de la Philadelphia Partea II.

Kazinczy, Miklós; Introducere în tehnologia N.C. Partea VI.—Unelte. *Wwin Adám.*

D. V.

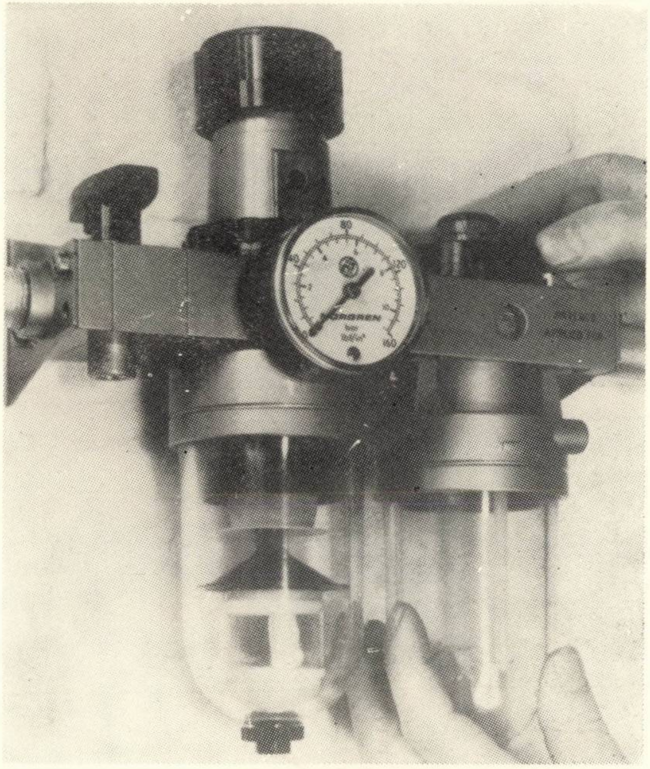
Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

SISTEMUL INTERSCHIMBABIL NORGREN OLYMPIAN



Instalațiile de aer comprimat Norgren Olympian constituie un sistem universal, unic.

Caracteristicile de bază ale instalațiilor sînt : simplicitate, universalitate și sistem direct de conectare. Toate aceste trăsături ale instalațiilor Olympian, unanim recunoscute, explică eficiența or și reducerea cheltuielilor generale.

O vastă gamă de filtre, filtre-regulatoare, regulatoare, dispozitive de lubrifiere, supape-obturatoare împreună cu elementele „Redimount", „Vitalizer" și „Lubro-Control" vă stau la dispoziție pentru instalațiile dv. de $\frac{1''}{4}$, $\frac{3''}{8}$ și $\frac{1''}{2}$.

Înlocuirea diverselor dispozitive și instalații prin altele este o operație foarte simplă de deconectare și reconectare, reducînd timpul mort și pierderile de producție la minimum.

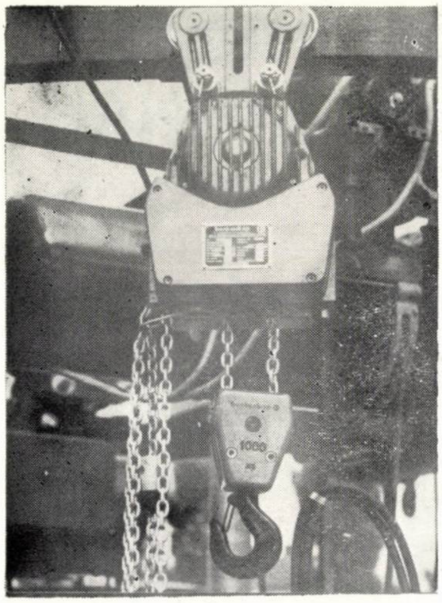
Intrați în legătură cu Norgren pentru informații tehnice amănunțite care vă vor da posibilitatea să stabiliți contactul cu

NORGREN
OLYMPIAN
PLUG-IN SYSTEM

C. A. NORGREN LTD.,
SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE.
Tel: Shipston-on-Stour 61676 (STD code 0608) Telex 83208

PUBLICOM

balkancar

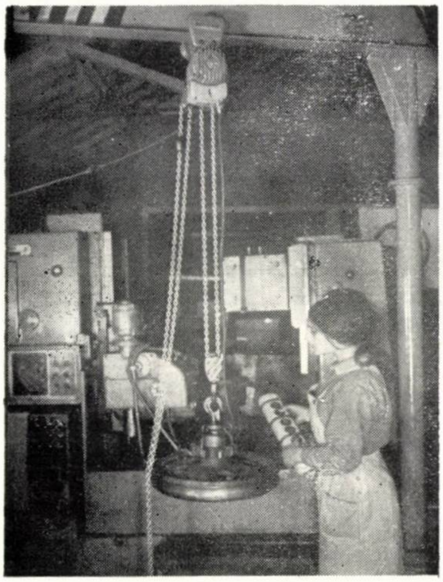


Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

construcţie simplificată

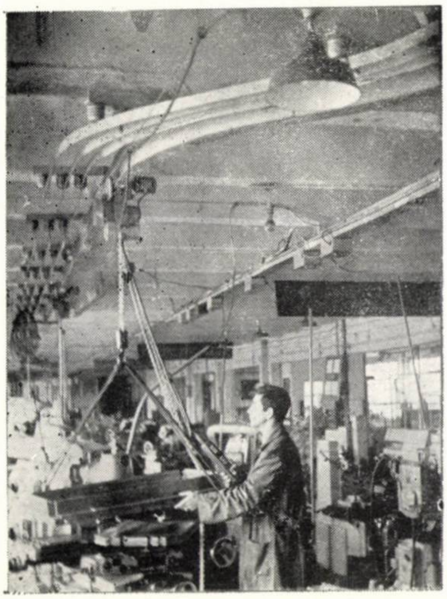
siguranţă în exploatare

cheltuieli minime în exploatare



Atunci?
electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

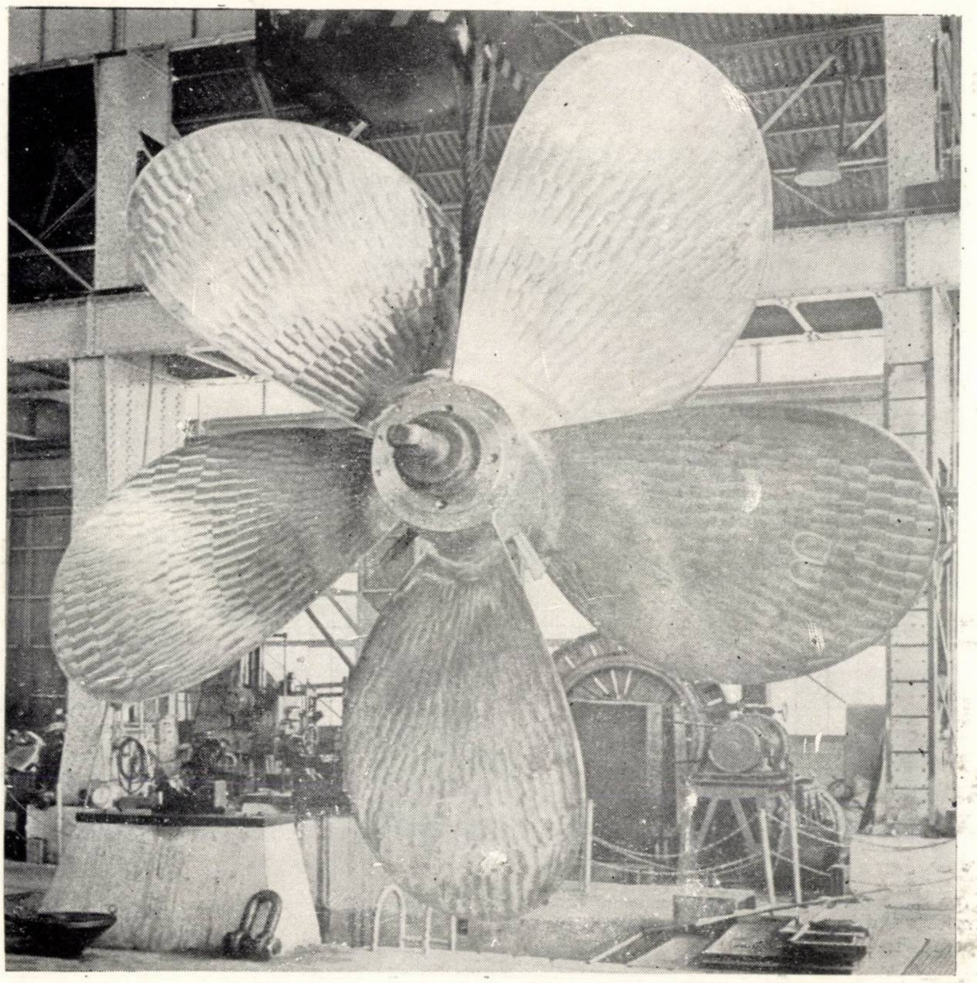
Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m



EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

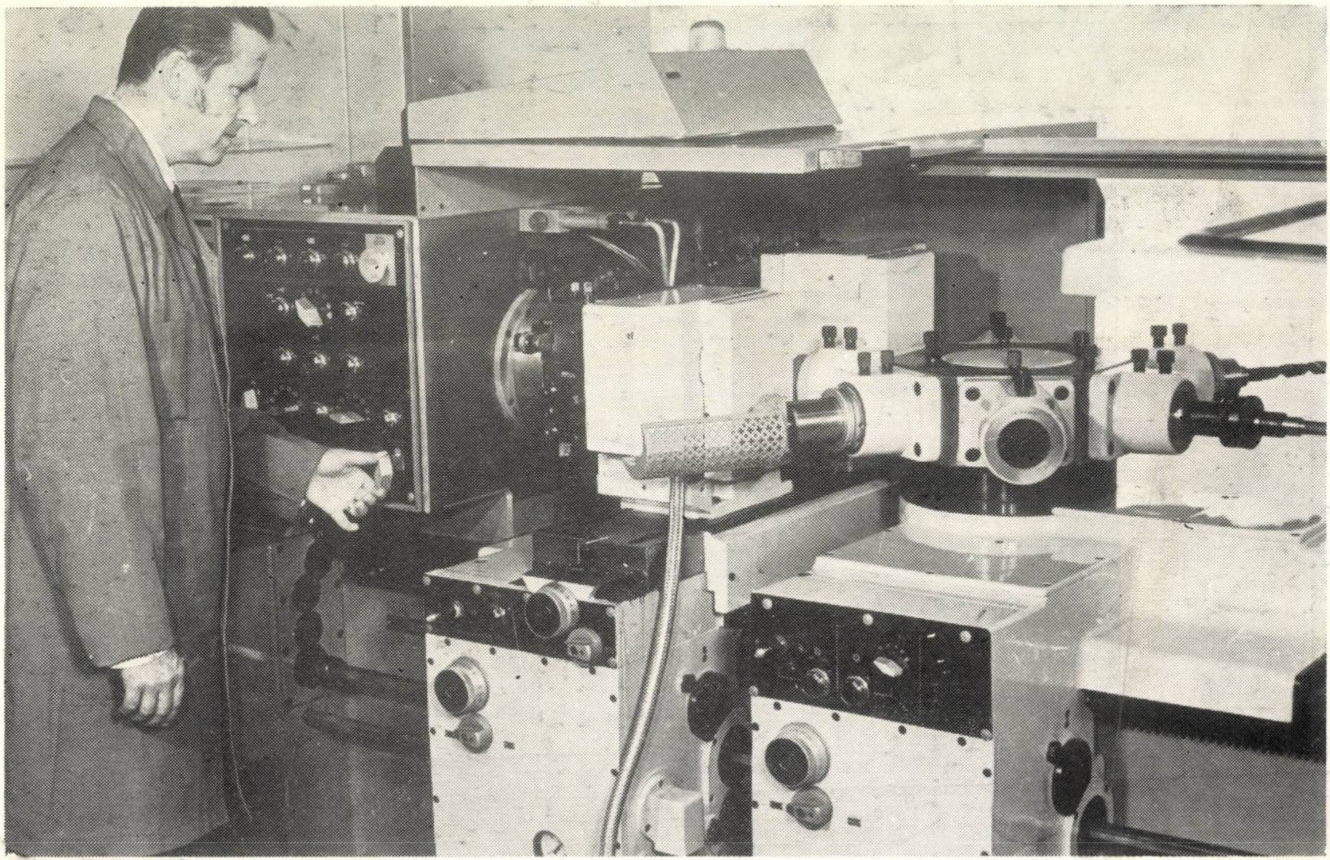
Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

RP 63 NC automatizează operațiile unitare!



RP 63 NC

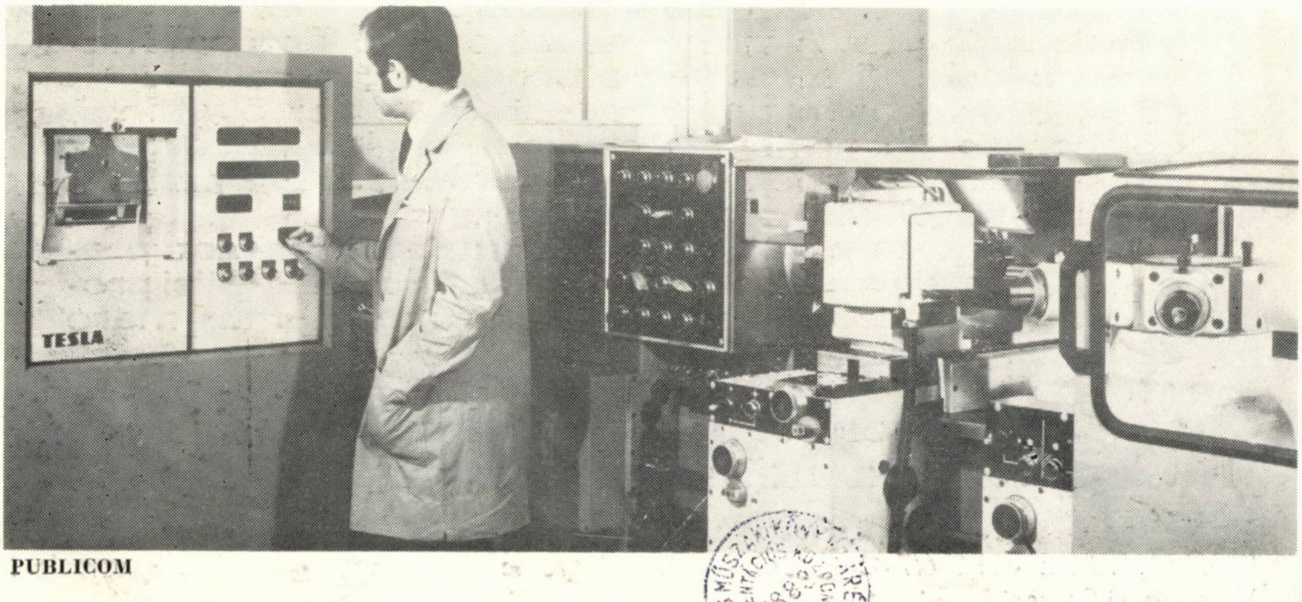
Strungul revolver cu comandă numerică, RP 63 NC dezvoltă o putere de 15 kW și este destinat operațiilor unitare și de serie mică, avînd mandrinul cu diametrul maxim de 300 mm, precum și tăierii capetelor barelor cu diametrul pînă la 63 mm. Reglajele și mînuirea lui sînt ușoare și rapide.

Comenzile pentru pornire electromagnetice permit schimbarea, în timpul mersului, a 8 viteze ale mandrinului, cuprinse între 25 și 2 000 rot/min. Căruciorul anterior lucrează în ciclu ortogonal și poate primi două suporturi de scule pătrate, care evoluează în ciclu. Opririle și blocajele turelei hexagonale se fac prin comandă electrohidraulică.

Automatul numeric de comandă paraxială ANS—1 pilotează strungul cu o precizie absolută. Programul este conform codului EIA RS 244—8b înscris pe o bandă perforată cu opt piste. Măsurile analogice-numerice sînt executate de convertizoarele cu contacte. Sistemul permite vizionarea cotelor, direcția și sensul avansului. Circuite de interfață transmit organelor mașinii impulsurile și ordinele emise de automatul pilot. Un tablou de comandă manuală ușurează reglajele. Domeniul de aplicare al strungului este mărit printr-o vastă gamă de mecanisme auxiliare bine studiate.

Strojimport

Vinchradská 184, Praga 3
Cehoslovacia



PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

SINTEROM

CLUJ

Str. Podgoriei nr 6
Telefon:
31791
31792
31793
31794
31795

Telex nr. 031.259

PIESE
MECANICE

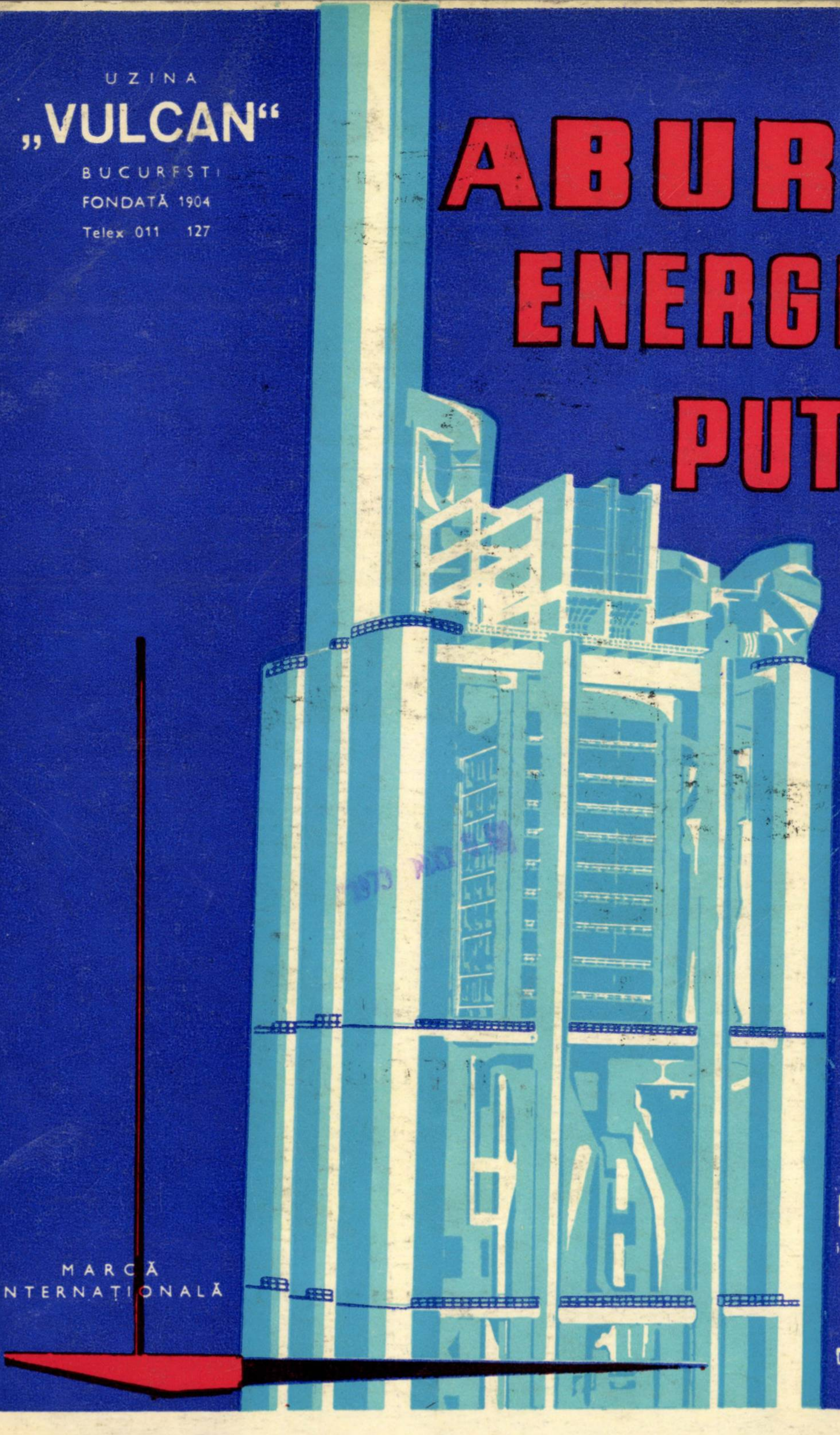
LAGARE
AUTOUNGĂTOARE

Pentru orice informaţii, vă rugăm a vă adresa serviciilor noastre tehnice care vă stau la dispoziţie.

DISCURI DE FRICŢIUNE

UZINA
„VULCAN“
BUCUREŞTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE



MARCĂ
INTERNAŢIONALĂ

EXPOR
în 30
DIN 4 CONTINEN

- SOLUŢII ORIGINALE ŞI DUPĂ LICENŢE DE PRESTIGI
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIŢII AVANTAJOASE

E 3279

R

REZERVA

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXV • nr. 2 • FEBRUARIE 1973

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI

TIMPURI NOI
BUCUREȘTI
Diesel

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU:

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție
cu o gama variată
de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MASINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

**CENTRALA
INDUSTRIALA
DE UTILAJ
PETROLIER**

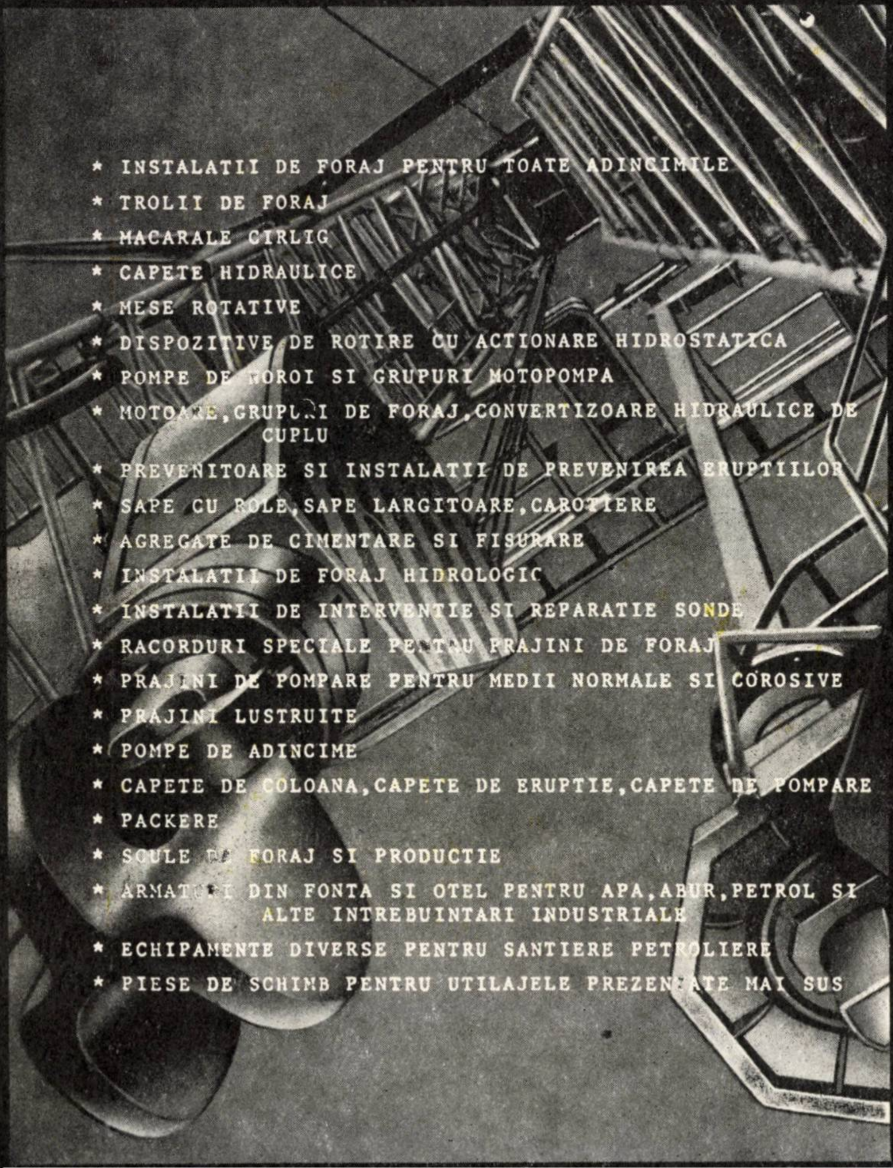
prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT

STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 · TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



* INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
* TROLII DE FORAJ
* MACARALE CIRLIG
* CAPETE HIDRAULICE
* MESE ROTATIVE
* DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
* POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
* MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
* PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
* SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
* AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
* INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
* INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
* RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
* PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
* PRAJINI LUSTRUITE
* POMPE DE ADINCIME
* CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
* PACKERE
* SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
* ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
* ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
* PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

**UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI**

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

Upet

**UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»**

**UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA**

UZINA MECANICA CIMPINA

UMB

**UZINA
«METALURGICA»
BACĂU**

**UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA**

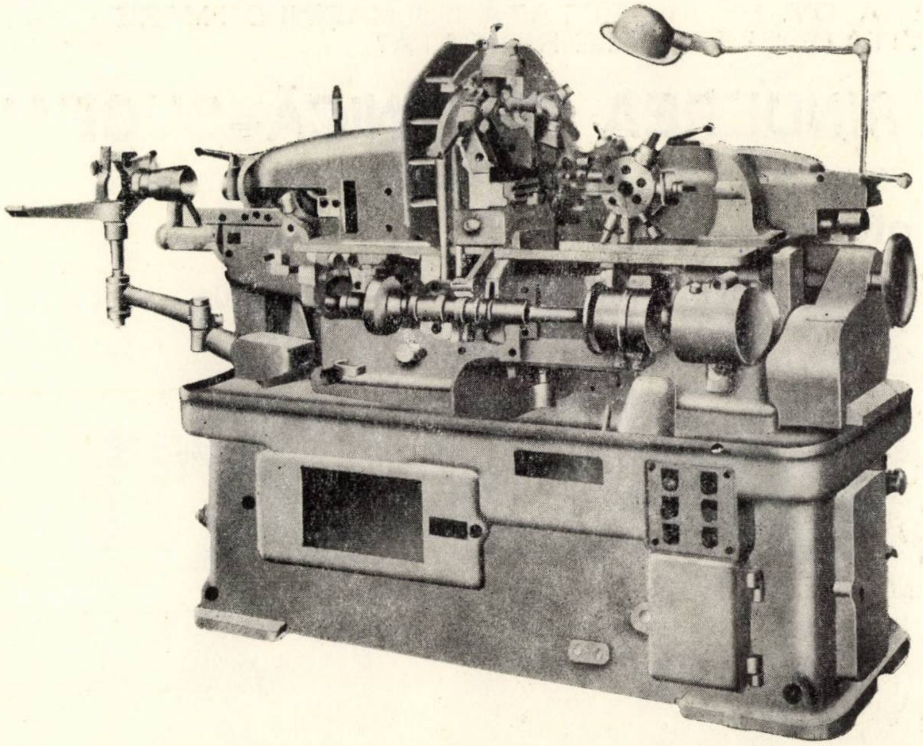
proiectate de

IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER – IPCUP
BUCUREȘTI

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

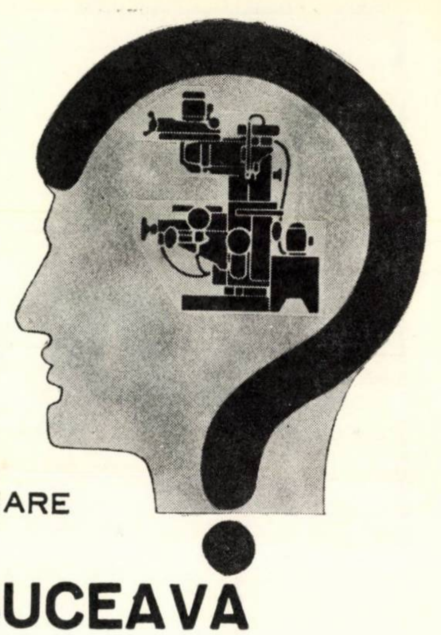
SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.
Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558



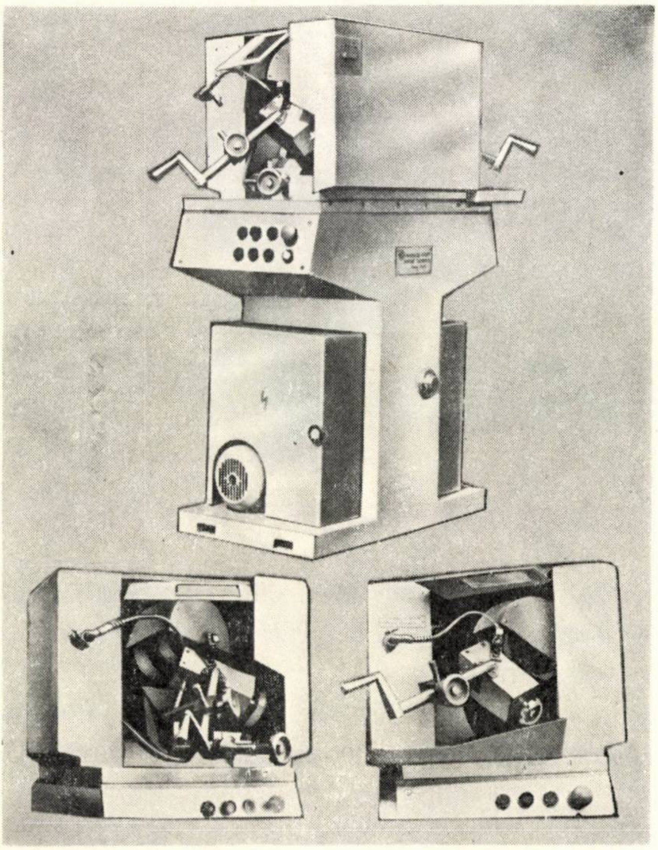
DORIȚI

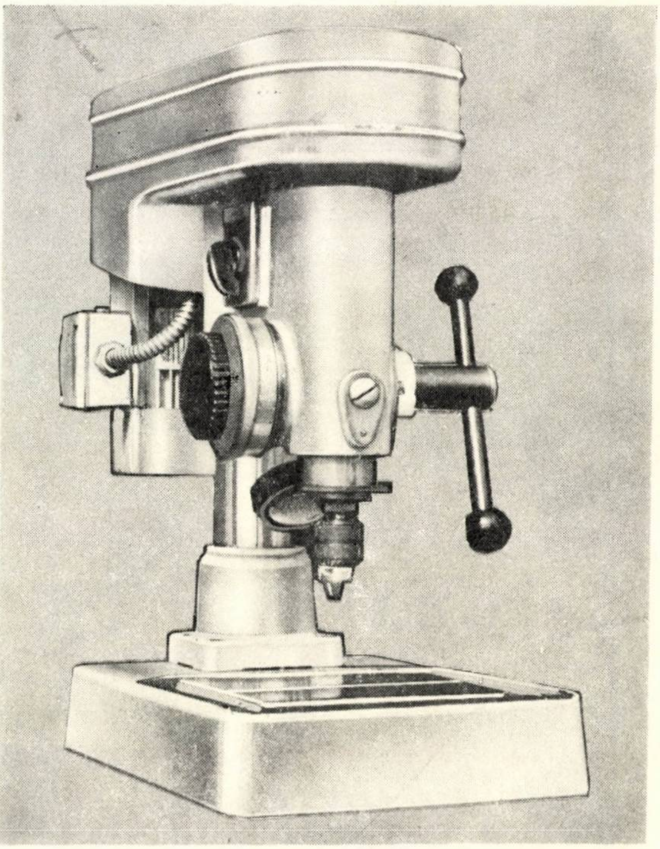
CA UNITATEA DV. SĂ FIE DOTATĂ CU MAȘINI DE MARE PRODUCTIVITATE ȘI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ–SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

vă poate oferi:





MAȘINA DE ASCUȚIT BURGHIE TIP MAB–65

Mașina este destinată ascuțirii burghielor elicoidale în gama de la ∅ 5 la ∅ 65 mm, după suprafețe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" și „ELBI."

Burghiele ascuțite pe această mașină au o durată de utilizare de 4—12 ori mai mare decît burghiele ascuțite prin procedeele clasice.

MAȘINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6–M

Mașina este destinată operațiilor de găurire pînă la ∅ 6 mm.

Se mai pot executa operații de adîncire, lamare, lărgire.

Mașina are 10 trepte de turație cuprinse în intervalul 1320—11800 rot/min.

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI PRODUCE:

● ferăstrae alternative FA — 300 ● mașini de găurit G — 13 ● mașini de tăiat oțel beton — FTOB ● mașini de roluit tablă MRT — 1,5 ● mașini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD — 500 și PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanți, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ȘI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAȘINI-UNELTE.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, FEBRUARIE, Nr. 2, 1973

CUPRINS

CÂRDU, M.: **Construcții de turbine cu abur de mare putere la 3000 rot/min pentru centrale nuclearo-electrice (CNE).** 65

ENACHE, ST., DRAGU, D.: **Rigla ABACA T.A.R. (toleranță-ajustaj-rugozitate) pentru stabilirea rugozității în funcție de precizia dimensională** 70

HAENER, C., SUDRIJAN, M.: **Avantaje tehnologice și constructive obținute la prelucrarea roților melcate cu freze-mele avînd diametrul de referință mărit** 71

GHEGHEA, I., DORIN, AL.: **Calculul analitic al debitului și al pulsației acestuia la pompele cu roți dințate.** 74

PALADE, D., GHIORGHIU, M.: **Elemente de calcul utilizat în construcția termomanometrelor.** 79

PANĂ, S. GH.: **Unele considerații teoretice privind îmbunătățirea parametrilor funcționali ai maselor vibrante cu amortizor (PG. 1).** 82

POP,. M., TARDOS, G.: **Metoda de verificare a tamburelor și colectoarelor cazanelor de abur la deformații plastice.** 86

SILIANU, E.: **Asupra mecanismului cu manivelă și bielă-cremalieră.** 89

TABĂRĂ, V.: **Considerații asupra rigidității lagărelor hidrostatice.** 93

TECUȘAN, N.: **Unele particularități privind exploatarea tractorului pe șenile la deplasarea după curbele de nivel.** 97

ȚÎRU, E., OANCEA, N.: **Scule pentru prelucrarea prin rulare a canelurilor cu flancuri neparalele.** 103

VELICU, S.; **Contribuții la determinarea cinematicii mașinilor de șeveruit în funcție de elementele regimului de așchiere.** 108

VOICU, V.: **Studiul ventilării cabinelor de sablat piese mari.** 114

DOCUMENTARE 118

RECENZII 120

CRONICĂ 123

REVISTA REVISTELOR 128

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. TR. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621.165 : 621.311.25 : 621.039

Cârdu M. : **Construcţii de turbine cu abur de mare putere la 3000 rot/min pentru centrale nucleare-electrice (CNE).**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 65–69

CZ 621.753 : 620.191

Enache St., Dragu D. : **Rigla ABACA T.A.R. (toleranţă — ajustaj-rugozitate) pentru stabilirea rugozităţii în funcţie de precizia dimensională.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 70–71

CZ 621.914.6 : 621.833.382

Haener, C., Sudrijan, M. : **Avantaje tehnologice şi constructive obţinute la prelucrarea cu freze-melc avînd diametrul de referinţă mărit al angrenajelor melcate cu pete de contact localizate.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 71–74

CZ 621.664.001.24

Gheghea, I., Dorin, Al. : **Calculul analitic al debitului şi al pulsaţiei acestuia la pompele cu roţi dinţate.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 74–78

CZ 536.51 : 531.787

Palade, D., Ghiorghiu, M. : **Elemente de calcul utilizate în construcţia termomanometrelor.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 79–81

CZ 621.928.484

Pană, S. Gh. : **Unele consideraţii teoretice privind îmbunătăţirea parametrilor funcţionali ai meselor vibrante cu amortizor (PG. 1)**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 82–85

CZ 621.181.02 : 539.319

Pop, M., Tardos, G. : **Metoda de verificare a tamburelor şi colectoarelor cazanelor cu abur la deformaţii plastice**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 86–88

CZ 621.827.1/.2

Silianu, E. : **Asupra mecanismului cu manivelă şi bielă-cremalieră.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 89–92

CZ 621.822.1

Tabără, V. · **Consideraţii asupra rigidităţii lagărelor hidrostatice**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 93–97

CZ 629.114.2.001.5

Tecuşan, N. : **Unele particularităţi privind exploatarea tractorului pe şenile la deplasarea după curbele de nivel.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 97–102

CZ 621.981.635–45

Ţîru, E., Oancea, N. : **Scule pentru prelucrarea prin rulare a canelurilor cu flancuri neparalele.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 103–108

CZ 621.911 : 531.1

Velicu, S. : **Contribuţii la determinarea cinematicii maşinilor de şeveruit în funcţie de elementele regimului de aşchiere.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 108–114

CZ 621.924. 9.079 : 628.83

Voicu, V. : **Studiul ventilării cabinelor de sablat piese mari**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, p. 114–117

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti, Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul, Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2 065.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

---

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.165 : 621.311.25 : 621.039
Кырду, М: **: Конструкции паровых турбин высокой мощности до 3000 об/для ядерноэлектрических централей (СИЕ)**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 2 стр. 65–69

ДК 621.753 : 6.20.191
Енаке, Шт., Драгу Д.: **Рейка ABACA T.A.P. (допуск — посадка-шероховатость) для определения шороховатости в зависимости от размерной точности.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 2, стр. 70–71

ДК 621.914.6 : 621.833.382
Хенер, К., Судрижан М., **Технологические и конструктивные преимущества обработки червячной фрезы с увеличенным диаметром червячных передач с локализированными контактными пятнами.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 71–74

ДК 621.664.001.24
Гегеа, И., Дорин, Ал.: **Аналитический расчет подачии ее пульсации в шестереночных насосах.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 74–78

ДК 536.51 : 531.787
Паладе, Д., Гиоргиу, М,: **Элементы расчета применяемые в конструкции термоманометров.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 79–81

ДК 621.928.484
Панэ, С.Г.: **Некоторые теоретические соображения в связи с улучщением функциональных параметров вибрационных столов с амортизатором.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 82–85

ДК 621.181.02 : 539.319
Поп, М., Тардош Г.,: **Метод проверки барабанов и коллекторов паровых котлов на пластические деформации.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 86–88

ДК 621.827.1/.2
Силяну, Е.: **К вопросу кривошипно-шатунного механизма с зубчатой рейкой.**
Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 89–92

ДК 621.822.1
Табэрэ, В.: **О жесткости гидростатических подшипников**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 93–97

ДК 629.114.2.001.5
Текушан, Н.: **Некоторые эксплуатационные особенности гусеничного трактора при передвижении по кривым уровням.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 97–102

ДК 621.981.635–45
Тыру, Е., Оанча, Н.: **Инструменты для обтаботки путем накатывания канавок с непараллельными сторонами.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 103–108

ДК 621.911 : 531.1
Велику, С.: **Определение кинематики шевинговальных станков в зависимости от элементов режима резания.**
Construcţia de Maşini 25 (1973). nr. 2, стр. 108–114

ДК 621.924.9.079 : 628.83
Войку, В.: **Изучение вентиляции камер пескоструйной очистки крупных деталей,**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, стр. 114–117

INHALT

DK 621.165 : 621.311.25 : 621.039
Cirdu M. : **Bau von Dampfturbinen mit hoher Leistung mit 3000 U/min für Atomkraftwerke.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 65–69

DK 621.753 : 620.191
Enache St., Dragu, D. : **ABACA-Lineal T.A.R. (Toleranz — Tuschieren Rauheit) für die Bestimmung der Rauheit im Verhältnis zur Abmessungsgenauigkeit**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 70–71

DK 621.914.6 : 621.833.382
Haener, C., Sudrijan, M. : **Technologische und baulichei Vorteile bei der Bearbeitung mit der Schneckenfräse mit verkleinertem .Referenzdurchmesser der Schneckengetriebe mit lokalisierten Kontaktflecken**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 71–74

DK 621.664.001.24
Gheghea, I., Dorin, Al. : **Analytische Berechnung der Leistung und deren Pulsation bei Zahnradpumpen**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H, 2, S. 74–78

DK 536.51 : 531.787
Palade, D., Ghiorghiu, M. : **Beim Bau von Thermomanometern verwendete Berechnungselemente**
Construcţia de maşini 25 (1973), H. 2, S. 79–81

DK 621.928.484
Pană, S. Gh. : **Theoretische Erwägungen in bezug auf die Verbesserung der Betriebsparameter der Rütteltische mit Dämpfer (PG. 1)**
Construcţia de Maşini 25 (1973,, H. 2, S. 82–85

DK 621.181.02 : 533.319
Pop, M., Tardos, G. : **Prüfverfahren der Trommeln und Sammelbehälter der Dampfkessel bei zäher Verformung**
Construcţia de maşini 25 (1973), H. 2, S. 86–88

DK 621.827.1/.2
Silianu, E. : **Uber des Kurbelzahnstangengetriebe**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 89–92

DK 621.822.1
Tabără, V. : **Erwägungen in bezug auf die Steifheit der hydrostatistischen Lager**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 93–97

DK 629.114.2.001.5
Tecuşan, N. : **Einige Besonderheiten im Fahrbetrieb des Raupenschleppers nach Höhenkurven**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 97–102

DK 621.981.635–45
Tîru, E., Oancea, N. : **Werkzeuge für Wälzbearbeitung der Nuten mit nichtparallelen Flanken**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 103–108

DK 621.911 : 531.1
Velicu, S. : **Beiträge zur Bestimmung der Kinematik der Schabmaschinen im Verhältnis zu den Elementen des Spanbetriebs**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 108–114

DK 621.924.9.079 : 628.83
Voicu, V. : **Untersuchung der Belüftung in Sandbestrahlungs kabinen für grosse Werkstücke**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 2, S. 114–117

CONTENTS

DC 621.165 : 621.311.25 : 621.039
Cardu, M. : **High power 3000 rpm steam turbines for electric-atomic stations (CNE).**
Constrcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 65–69

DC 621.753 : 620.191
Enache, St., Dragu, D. : **The ABACA T.A.R. slide-rule (Tolerance-Adjustment-Roughness) for testing rugosity as a function of dimensions accuracy.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 70–71

DC 621.914.6 : 621.833.382
Haener, C., Sudrijan, M. : **Technological and constructive advantages achieved by worm-thread milling cutters with enlarged reference diameter of „worms and wheels" with localized contact spots.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 71–74

DC 621.664.001.24
Gheghea, I., Dorin, Al. : **Analytical calculation of the output (and its pulsation) of gear wheel pumps.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 74–78

DC 536.51 : 531.787
Palade, D., Ghiorghiu, M. : **Calculus elements used in building thermo-manometers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 79–81

DC 621.928.484
Pană, S. Gh. : **Theoretical considerations on the betterment of functional parameters of vibration tables with vibration absorber (PG.1).**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 82–85

DC 621.181.02 : 539.319
Pop, M., Tardoş, G. : **Method of testing plastic deformations of drums and collectors of steam boilers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 86–88

DC 621.827.1/.2
Silianu, E. : **About crank-rack mechanisms.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 89–92

DC 621.822.1
Tabără, V. : **Considerations on the rigidity of hydrostatic bearings.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 93–97

DC 629.114.2.001.5
Tecuşan, N. : **Some particulars regarding the running of crawler tractors along countour lines.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 97–102

DC 621.981.635–45
Ţîru, E., Oancea, N. : **Tools for rolling-machining of grooves with non-parallel sides.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 103–108

DC 621.911 : 531.1
Velicu, S. : **Contributions to the determination of the kinematics of shaving machines as a function of the chipping conditions elements.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 2, p. 108–114

DC 621.924.9.079 : 628.83
Voicu, V. : **Study of the ventilation of abrasive cleaning chambers for big parts.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), 2. nr. p. 114–117

SOMMAIRE

CD 621.165 : 621.311.25 : 621.039
Cărdu M. : **Constructions de turbines à vapeur de grande puissance, à 3 000 tours/minute, pour les centrales nucléaires-électriques (CNE).**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 65–69

CD 621.753 : 620.191
Enache St., Dragu D. : **La règle ABACA T.A.R. (tolérance-ajustage-rugosité), destinée à l'établissement de la rugosité en rapport avec la précision des dimensions.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 70–71

CD 621.914.6 : 621.833.382
Haener, C., Sudrijan, M. : **Avantages technologiques et constructifs obtenus lors de l'usinage à l'aide des fraises-spirales, ayant le diamètre de référence des engrenages en spirale, à points de contact marqués de taches localisées, agrandi.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 71–74

CD 621.664.001.24
Gheghea, I., Dorin, Al. : **Le calcul analytique du débit et des impulsions de ce dernier, des pompes à roues dentées.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 74–78

CD 536.51 : 531.787
Palade, D., Ghiorghiu, M. : **Eléments de calcul utilisés dans la construction des thermomètres.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 79–81

CD 621. 928.484
Pană, S. Gh. : **Quelques considérations théoriques concernant l'amélioration des paramètres fonctionnels des tables vibrantes à amortisseur (PG. 1).**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 82–85

CD 6 21.181.02 : 539.319
Pop, M., Tardos, G. : **Méthode pour vérifier les tambours et les collecteurs des chaudières à vapeur en ce qui concerne les déformations plastiques.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 86–88

CD 621.827 : 1./.2
Silianu, E. : **Considérations concernant le mécanisme à manivelle et à bielle-crémaillère.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 89–92

CD 621.822.1
Tabără, V. : **Considérations concernant la rigidité des supports hydrostatiques.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 93–97

CD 629.114.2.001.5
Tecuşan, N. : **Certaines particularités concernant l'exploitation du tracteur sur chenilles, lors de son déplacement selon les courbes de niveau.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 97–102

CD 621.981.635–45
Tîru, E., Oancea, N. : **Outils pour l'usinage par roulage des cannelures à flancs non-parallèles.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 103–108

CD 621.911 : 531.1
Velicu, S. : **Contributions à la détermination cinématique des machines pour shaving, en rapport avec les éléments du régime de rabotage en copeaux.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 108–114

CD 621.924.9.079 : 628.83
Voicu, V. : **L'étude de la ventilation des cabines à sabler de grandes pièces.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 2, p. 114–117

CZ 621.165:621.311.25:621.039

Construcţii de turbine cu abur de mare putere la 3 000 rot/min, pentru centrale nuclearo-electrice (CNE)

Ing. Mircea CÂRDU – Institutul de cercetare şi proiectare echipamente termoenergetice – Bucureşti

Dezvoltarea energeticii în ţara noastră ridică în faţa constructorilor de agregate termoenergetice problema cunoaşterii cît mai amănunţite a construcţiilor de astfel de agregate realizate în străinătate.

Cum energetica nucleară va avea în viitor o pondere din ce în ce mai însemnată în ansamblul dezvoltării generale a energeticii, trebuie să se acorde o importanţă deosebită problemelor legate de concepţia turboagregatelor destinate centralelor nuclearoelectrice (CNE).

În două lucrări anterioare [4], [5] s-au analizat unele aspecte generale lagate de construcţia turbinelor cu abur pentru centrale nuclearoelectrice (funcţionarea cu abur saturat şi umed, debitele volumetrice de abur foarte mari, etc.), propunîndu-ne ca în cele ce urmează să se prezinte principalele caracteristici constructive şi funcţionale ale unora dintre cele mai reprezentative tipuri de turbine cu abur, cu puteri de circa 200 – 300 MW, alimentate cu abur saturat şi destinate echipării unor centrale nuclearo-electrice în funcţiune sau în curs de construcţie.

Cum s-a mai arătat, pentru puteri de acest ordin de mărime, turbinele cu abur saturat destinate CNE se caracterizează în majoritatea cazurilor prin turaţia de 3 000 rot/min [5]. În tabela 1 sînt date principalele caracteristici, între care lungimea paletei la ultima treaptă, pentru 5 tipuri de turbine cu abur saturat, cu puteri de la 182 MW la 300 MW, construite de întreprinderi cunoscute din U.R.S.S., Cehoslovacia, Franţa, R. F. G. şi Elveţia.

În continuare, vor fi analizate şi alte caracteristici şi particularităţi ale acestor turbine, pe baza datelor din literatura de specialitate.

Turbina de 220 MW construită de HTGZ Harkov – U.R.S.S.

Turbina se compune dintr-un corp de înaltă presiune (*IP*), în simplu flux, şi două corpuri de joasă presiune (*JP*), în dublu flux. Aburul este admis în corpul de înaltă presiune prin 4 ventile cu închidere rapidă urmate de 4 ventile de reglare, şi se destinde în 6 trepte, după care este trecut, la o presiune de 3 – 3,5 ata, prin sistemul exterior de separare a umidităţii şi resupraîncălzire intermediară, spre cele două corpuri de *JP*. În aceste corpuri, aburul se destinde în 5 trepte pînă la presiunea din condensator.

Dispunerea relativă a corpurilor turbinei din punctul de vedere al sensului de curgere a aburului rezultă din reprezentarea schematică din figura 1.

Tabela 1

Inteprinderea constructoare	Centrala nucleară electrică	Puterea, MW	Parametrii aburului la intrare		Presiunea în condensator, ata	Numărul de eşapări	Lung. paletei la ultima treaptă, mm	Diam. mediu al ultimei trepte, mm	Secţiunea totală de eşapare, m²	Tipul turbinei	Lung. totală, mm	Umiditatea finală, %
			Pres., ata	Temp. °C								
HTGZ Harkov URSS	Novo Voronej	220	44	254,9	0,032 0,052	4	1050 852	2550	33,6	acţiune	23 200	7
Skoda Cehoslovacia	CNE cu reactor de 440 MW tip	226	44	Saturat	–	4	870	2470	27,0	acţiune	21 500	–
Rateau – Schneider Franţa	Chooz	288	32	Saturat	0,035	6	785	2185	32,3	acţiune	22 315	10
Siemens R.F.G.	Obrigheim	300	48,7	Saturat	0,035	6	750	2150	30,45	reacţiune	29 200	10
Brown – Boveri Elveţia	Beznau	182	53	265	0,042	4	665	2335	19,4	reacţiune	17 000	65

Din tabela 1 se observă că turbina poate fi construită în 2 variante pentru două valori ale vidului în condensator şi caracterizate deci prin două lungimi ale paletelor de la ultima treaptă.

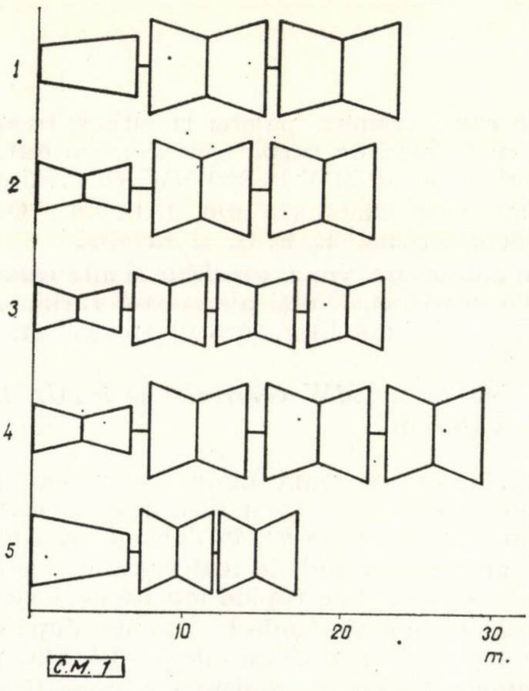


Fig. 1. Reprezentarea schematică a turbinelor din tabela 1.

În figura 2 este reprezentată în diagrama i—S destinderea aburului prin turbină, pentru varianta corespunzătoare unei valori a vidului în condensator de 0,052 ata. În această figură sînt marcate nivelurile de presiuni şi entalpii corespunzătoare treptelor de preîncălzire regenerativă [14].

Ca elemente deosebite în construcţia acestei turbine sînt de remarcat următoarele:

— Realizarea rotoarelor de *JP* prin sudarea unui număr de butuci forjaţi, după un sistem asemănător cu cel aplicat în mod curent pentru execuţia rotoarelor de dimensiuni mari de către întreprinderea Brown Boveri (rotorul de *IP* este forjat monobloc).

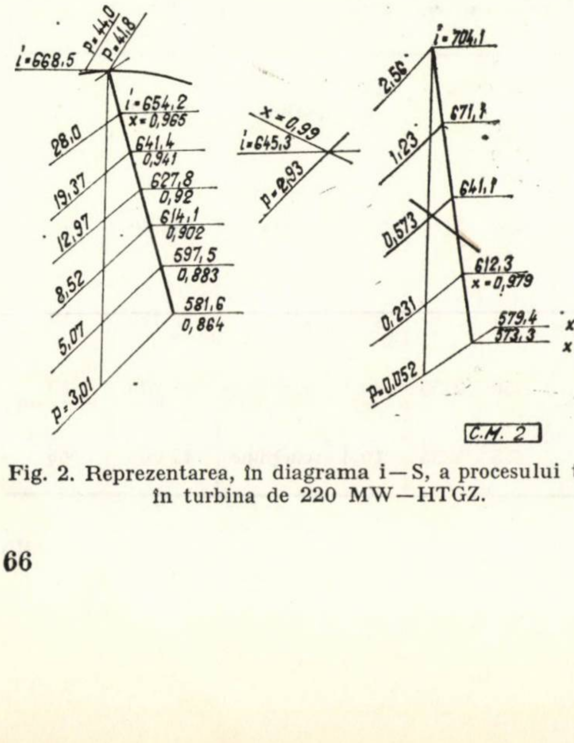


Fig. 2. Reprezentarea, în diagrama i—S, a procesului termic în turbina de 220 MW—HTGZ.

— Utilizarea, la ultima trepată, ca sistem interior de separare a umidităţii, a diafragmelor cu palete statorice goale şi prevăzute cu fante în zona de intrare a aburului, care au rolul de a colecta picăturile de apă depuse din aburul umed [4].

Turbina de 226 MW construită de Skoda — R. S. Cehoslovacă

Turbina se compune dintr-un corp de *IP* în dublu flux şi două corpuri de *JP* în dublu flux (fig. 1.2), derivate în concepţie modulată din corpurile de *JP* ale turbinei de 200 MW, destinată centralelor termoelectrice clasice. Corpul de *IP* conţine 6 trepte de destindere, după care aburul trece prin sistemul exterior de separare a umidităţii şi resupraîncălzire intermediară, şi se destinde în continuare în 5 trepte în corpurile de *JP*.

Din punct de vedere constructiv sînt de reţinut:

— Realizarea rotoarelor de *JP* din discuri separate dispuse pe arbori forjaţi (rotorul de *IP* este forjat monobloc).

— Utilizarea, la treptele de *JP*, ca sistem interior de separare a umidităţii, a diafragmelor cu palete statorice goale şi prevăzute cu fante în zona de ieşire a aburului; acest sistem a fost utilizat la turbinele de 50 MW pentru centrala nuclearo-electrică Bohunice.

Turbina de 288 MW construită de Rateau—Schneider—Franţa

Turbina se compune dintr-un corp de *IP* în dublu flux şi trei corpuri de *JP* în dublu flux. Aburul este admis în corpul de *IP* prin 4 vane (de tip clapetă) cu închidere rapidă urmate de 4 ventile de reglare, legate între ele două cîte două, astfel încît să fie posibilă probarea în mers a vanelor cu închidere rapidă.

În corpul de *IP* aburul se destinde în 7 trepte, iar în corpurile de *JP* destinderea se face în 6 trepte, după ce aburul a fost trecut prin sistemul exterior de separare a umidităţii (la o presiune de 5 ata) şi resupraîncălzire intermediară pînă la temperatura de 222,5°C.

Dispunerea corpurilor turbinei este reprezentată schematic în figura 1.3.

Pentru a se proteja turboagregatul împotriva supraturării la o descărcare bruscă de sarcină, pe cele 4 conducte care conduc aburul resupraîncălzit la corpurile de *JP* sînt dispuse cîte 4 vane de intercepţie urmate de cîte 4 vane de reglare (toate vanele de tip „fluture").

Ca elemente deosebite în construcţia turbinei de 288 MW pentru CNE Chooz sînt de menţionat următoarele:

— Diafragmele ultimei trepte de destindere din corpurile de *JP* sînt prevăzute în ajutajele de curgere a aburului, la intersecţia dintre extradosul paletelor statorice şi peretele dinspre periferie, cu cîte un canal de colectare a umidităţii, aşa cum este reprezentat în figura 3.

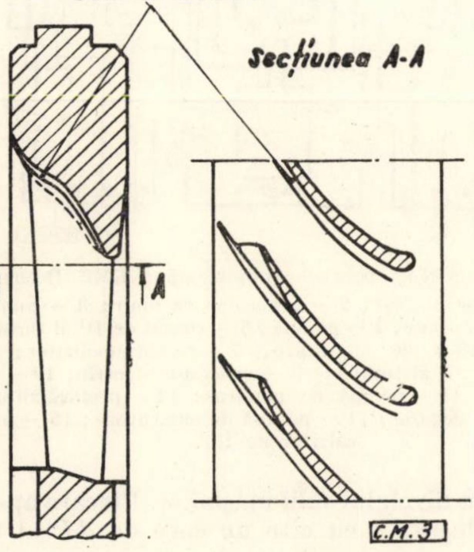


Fig. 3. Diafragmă prevăzută cu canal de colectare a umidităţii.

Acest canal are rolul de a colecta şi dirija condensul care se depune din aburul umed pe pereţii ajutajelor din diafragmă, către dispozitivul interior de separare a umidităţii, care comunică cu spaţiul dintre ajutajele statorice şi paletele rotorice ale treptei respective.

— Turbina este prevăzută cu dispozitive speciale menite să compenseze pe cît posibil dilatările diferenţiale rotor-stator.

Turbina de 300 MW construită de Siemens—RFG

Turbina se compune dintr-un corp de *IP* în dublu flux şi trei corpuri de *JP* în dublu flux. Aburul este admis în corpul de *IP* prin 4 blocuri de ventile fiecare din ele fiind compus din cîte un ventil cu închidere rapidă şi un ventil de reglare şi se destinde în 17 trepte, după care este trecut, la o presiune de 5,5 ata, prin sistemul exterior de separare a umidităţii şi resupraîncălzire intermediară spre corpurile de *JP*. În aceste corpuri, aburul se destinde în 11 trepte pînă la presiunea din condensator. Fiecare corp de *JP* este legat la cîte un condensator.

Dispunerea corpurilor turbinei este reprezentată schematic în figura 1.4, iar amplasarea pe fundaţie a turbinei este reprezentată în figura 4.

Şi această turbină este prevăzută cu cîte o vană de intercepţie pe fiecare din cele două conducte de trecere a aburului spre corpurile de *JP*, pentru a fi protejată împotriva supraturării în caz de descărcare bruscă de sarcină.

În figura 5 este reprezentată o astfel de vană de intercepţie.

Rolul supapei—pilot este de a se deschide înainte de deschiderea clapetei, pentru a se reduce diferenţa de presiune pe cele două feţe ale acesteia, astfel încît momentul de frecare din lagăre să poată fi învins de servomotor.

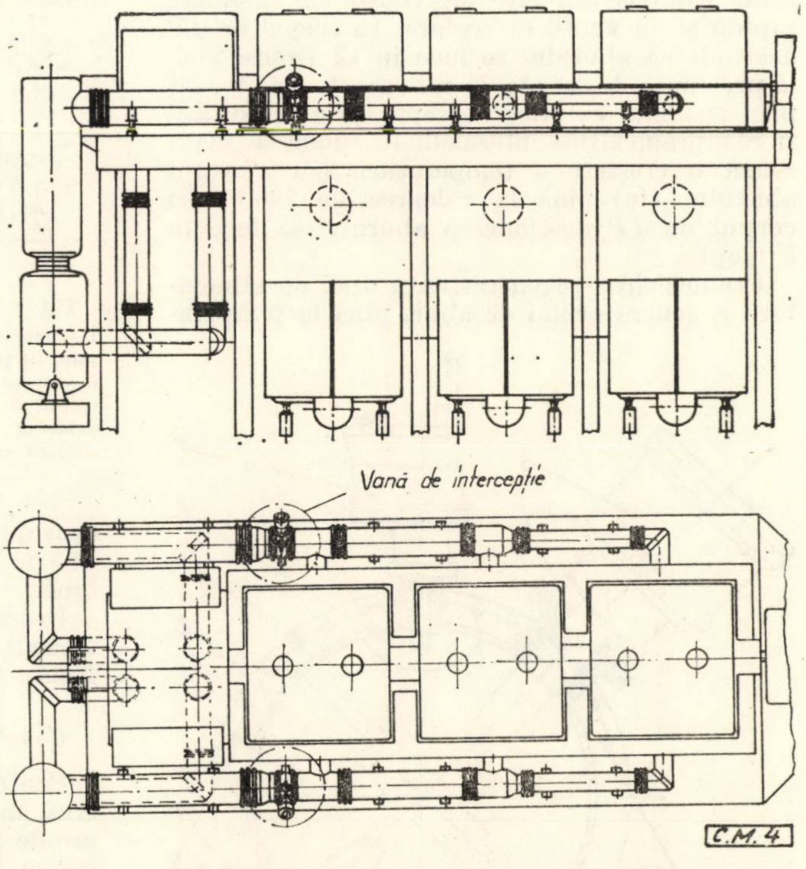


Fig. 4. Amplasarea pe fundaţie a turbinei de 300 MW— Siemens.

Se dau mai jos cîteva dintre particularităţile constructive cele mai importante întîlnite la turbina propriu-zisă şi în instalaţia acesteia.

— Diafragmele ultimei trepte de destindere la corpurile de *JP* sînt prevăzute cu palete statorice goale în care sînt practicate fante pentru colectarea condensului depus din aburul umed.

— La ultimele trepte, jocurile axiale dintre paletele statorice şi cele rotorice sînt mai mari decît la construcţiile clasice, în scopul reducerii dimensiunilor picăturilor de apă conţinute în aburul umed, pentru ca efectul de eroziune a acestora asupra paletelor rotorice să fie minim.

— În spaţiile foarte înguste s-au luat măsuri de protecţie împotriva eroziunii peliculare, prin depunerea de aliaje dure şi rezistente la coroziune prin metalizare cu jet de plasmă [5].

Turbina de 182 MW construită de Brown Boveri — Elveţia

Turbina se compune dintr-un corp de *IP* în simplu flux şi două corpuri de *JP* în dublu flux (fig. 1.5). Aburul este admis în corpul de *IP* prin 6 blocuri de ventile, fiecare dintre ele fiind compus din cîte un ventil cu închidere rapidă şi un ventil de reglare. În corpul de *IP* destinderea aburului se face în 14 trepte pînă la presiunea de 2,5 ata, la care acesta este trecut prin sistemul exterior de separare a umidităţii şi resupraîncălzire intermediară, unde se realizează o creştere a temperaturii (cu ajutorul aburului viu) pînă la valoarea de 235°C. În corpul de *JP* destinderea aburului se face în 5 trepte.

Preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare a generatorului de abur, pînă la temperatura de 220°C, se face în 5 trepte. În figura 6 este reprezentată schema termică simplificată a CNE Beznau echipată cu un reactor nuclear de tip PWR şi două turboagregate de 182 MW.

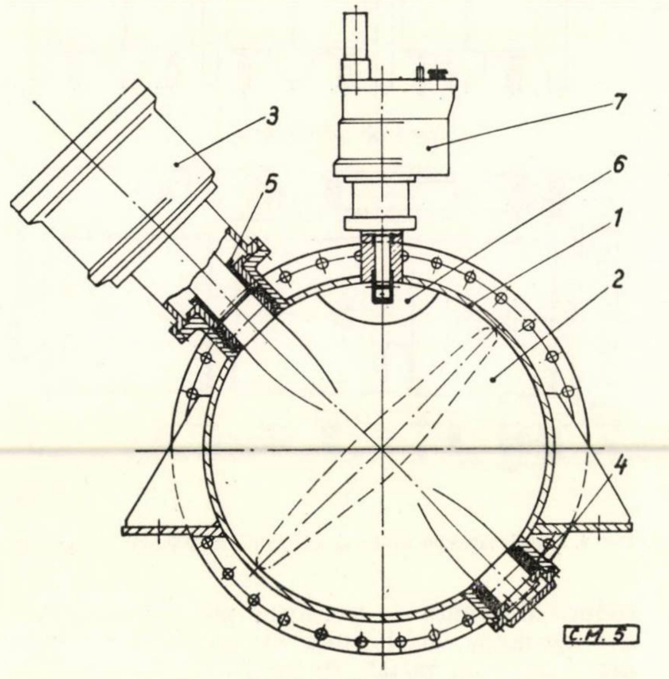


Fig. 5. Vană de intercepţie :
1 — corpul vanei ; 2 — clapetă ; 3 — servomotor ; 4 — lagăr ; 5 — presetupă ; 6 — supapă pilot ; 7 — servomotor auxiliar

În construcţia turbinei şi a instalaţiei aferente acesteia reţin atenţia următoarele elemente mai deosebite :

— Protejarea împotriva eroziunii (datorită umidităţii ridicate a aburului) a paletelor rotorice de la ultimele 3 trepte ale corpului de *IP* şi de la ultima treaptă a corpului de *JP* se face prin călirea superficială a acestora. Acest tratament se aplică pe treimea dinspre periferia rotorului a fiecăreia din paletele treptelor respective.

— Separatorul exterior de umiditate şi supraîncălzitorul intermediar sînt în construcţie monobloc (sistem Westinghouse). Turbina este echipată cu două astfel de aparate, dispuse deasupra nivelului sălii maşinilor. Fiecare aparat este în legătură cu cîte un corp de *JP* al turbinei.

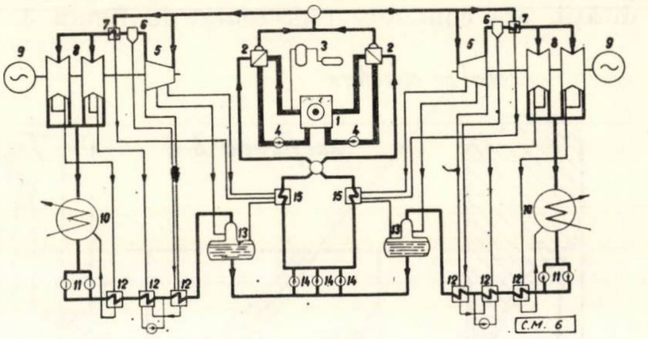


Fig. 6. Schema termică simplificată a CNE Beznau :
1 — reactor nuclear ; 2 — generator de abur ; 3 — compensator de presiune ; 4 — pompă ; 5 — corpul de IP al turbinei ; 6 — separator de umiditate ; 7 — resupraîncălzitor ; 8 — corpul de JP al turbinei ; 9 — generator electric ; 10 — condensator ; 11 — pompă de condens ; 12 — preîncălzitor de JP ; 13 — degazor ; 14 — pompă de alimentare ; 15 — preîncălzitor de IP.

Descrierea detaliată a separatorului—supraîncălzitor şi analiza avantajelor acestuia au fost făcute în lucrarea anterioară [5].

Concluzii

Pentru compararea turbinelor cu abur descrise mai sus, s-a întocmit tabela 2, care cuprinde valori caracteristice construcţiei ultimei trepte din corpul de *JP* (viteza periferică la ultima treaptă) şi sistemul de preîncălzire regenerativă (numărul de trepte), precum şi unele cifre specifice (putere raportată la numărul de fluxuri de eşapare, etc.), care în general nu se admit ca parametri caracteristici ai unei turbine cu abur, dar care considerăm că, în cazul nostru, pot ajuta la conturarea unor concluzii, date fiind valorile apropiate ale parametrilor la intrarea şi ieşirea din turbină, precum şi domeniul de puteri relativ restrîns la care se referă comparaţia.

Bazîndu-ne pe elementele arătate, în legătură cu construcţia turbinelor cu abur saturat, cu puteri de 200—300 MW la 3000 rot/min, se pot conchide următoarele :

1. Circuitul regenerativ este organizat pe un număr foarte variat de trepte de preîncălzire (între 4 şi 9).

2. În funcţie de lungimea paletelor la ultima treaptă şi diametrul mediu al acesteia, vitezele periferice la aceasta au valori între 450—500 m/s.

3. Puterea specifică pe flux de eşapare variază în limitele 45,5—56,5 MW/flux, iar puterea specifică pe unitatea de suprafaţă din sec-

Tabela 2

Întreprinderea constructoare	Numărul de trepte de preîncălzire regenerativă	Viteza periferică la ultima treaptă, m/s	$\frac{\text{Putere}}{\text{flux eşapare}}$, $\frac{\text{MW}}{\text{flux}}$	$\frac{\text{Putere}}{\text{m}^2\ \text{eşapare}}$, $\frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$	$\frac{\text{Putere}}{\text{Lung. turb.}}$, $\frac{\text{MW}}{\text{m}}$	Obs.
HTGZ Harkov URSS	9	565	55	6,55	9,5	Pt. lung. ultimei palete = =1050 mm
Skoda Cehoslovacia	—	525	56,5	8,37	10,5	
Rateau—Schneider Franţa	4	466	48	8,93	12,9	
Siemens RFG	6	455	50	9,85	10,3	
Brown-Boveri Elveţia	5	471	45,5	9,38	10,7	

ţiunea totală de eşapare are valori de 6,55—9,85 MW/m², începînd cu turbina de construcţie HTGZ şi avînd valoarea maximă în cazul turbinei Siemens. Puterea specifică raportată la lungimea totală a turbinei are valoarea minimă de 9,5 MW/m la turbina HTGZ şi valoarea maximă de 12,9 MW/m, în cazul turbinei construită de Rateau—Schneider pentru CNE Chooz.

4. La toate turbinele se utilizează sisteme exterioare de separare a umidităţii aburului, compuse dintr-o instalaţie de separare (separatoare mecanice), şi o instalaţie de resupraîncălzire intermediară.

La toate turbinele se utilizează şi sisteme interioare de separare a umidităţii, printre care de mare importanţă sînt sistemele cu palete statorice goale şi fante pentru extragerea condensului depus din aburul umed pe pereţii acestor palete.

În toate cazurile se întîlnesc vane de intercepţie între corpul de *IP* şi corpurile de *JP*, cu rolul de protejare împotriva supraturării în caz de descărcare bruscă de sarcină.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Auer, W. P.* La centrale atomique Mühleberg (300 MW) des Forces Motrices Bernoises. În : Révue Brown-Boveri, nr. 2/3, 1967.

[2] *Bald Arnold,* Duroy Heinz-Ulrich, Lepie Günther. Der Turbosatz und der Dampf—Speise—Wasserkreislauf der Kernkraftwerks Obrigheim. În : Atom und Strom, 1967, 13 nr. 11—12 (în : Express-informaţia-Teploenerghetica nr. 14, —1968).

[3] *Brun I. Tessier I.* Le choix de la vitesse de rotation des turbines nucléaires de grande puissance. Optique de l'utilisateur. Cas des réseaux á 50 Hz. Energie nucléaire, vol. 12, nr. 3, 1970.

[4] *Cârdu, M.* Sisteme de reducere a umidităţii aburului la turbinele cu condensaţie. În : Construcţia de maşini, 4, 1969.

[5] *Cârdu, M.* Particularităţile turbinelor cu abur de mare putere destinate centralelor nuclearo-electrice, Rev. Construcţia de maşini, 23 nr. 2, 1971.

[6] *Fewer H. Keller W.*, Das 340 MW Kernkraftwerk Atucha mit Siemens—Natururan—Drukwasserreaktor. În : Atomwirtschaft—Atomtechnik, 7, 1968.

[7] *Hossli, W.* Probleme beim Bau von Turbinen für Atomkraftwerke, Sonderdruck der BBC AG Baden/Schweiz 3340 D—11.4/II. 5, 1967.

[8] *Lepie, G., Martin,* A. Aufban der Gesamtanlage KWO. În : Atomwirtschaft—Atomtechnik, 12, 1968.

[9] *Ludewig,* M. Turbinen für Kernkraftwerke grosser Leistung. În : Brennst.—Wärme—Kraf 21, nr. 10, 1969.

[10] *Savvin, V. N.* Turbinî HTGZ na nasîşcennom pare dlea atomnîh electrostanţii. În : Teploenerghetica, 4, 1941.

[11] *Spinart, I.* Les cycles thermodynamiques dans les centrales nucléaires et leur évolution. În : Energie nucléaire, nr. 3, 1970.

[12] *Steinack, K.* Dampfturbinen. În : Brennst.—Wärme—Kraft (BWK) 21, 1969, nr. 4, S 210/12.

[13] *Turinský, M.* Beitrag zur Lösung einer Dampfturbinenstufe mit relativ langer Schanfel. În : Skoda — revue 1, 1969.

[14] *Tatarnikov, V. P.* Shemî i componovchi atomnîh electrostanţii, Atomizdat, Moscova, 1970.

[15] * * * L'etat actuel et les tendances d'évolution des turbines á vapeur Skoda. În : Révue—Skoda 1, 1971.

[16] * * * Beznau Nuclear Power Plant Döttingen, Switzerland, În : Brown Boveri, Baden, INT — 9356, 1971

◆

CZ 621.753 : 620.191

Rigla-abaca T.A.R. (toleranţă—ajustaj—rugozitate) pentru stabilirea rugozităţii, în funcţie de precizia dimensională

Conf. dr. ing. Ştefănuţă ENACHE şi şef. lucr. ing. Dumitru DRAGU — de la Institutul politehnic—Bucureşti

După cum se ştie, precizia dimensiunilor şi rugozitatea suprafeţelor prelucrate sînt printre cei mai importanţi factori care determină calitatea pieselor, influenţînd în mod hotărîtor comportarea şi durabilitatea organelor de maşini, mai ales cînd acestea lucrează în contact şi în mişcare.

De regulă, precizia dimensională se prescrie în raport cu condiţiile funcţionale ale pieselor şi cu caracterul ajustajului (cu joc, cu strîngere sau intermediar) dintre suprafeţele în contact. Acest lucru se face după anumite reguli şi calcule, specifice fiecărui domeniu al construcţiilor de maşini.

În ce priveşte rugozitatea, valoarea caracteristică a ei (R_a sau R_z) trebuie prescrisă, în desenele de execuţie a pieselor, corespunzător pentru fiecare suprafaţă în parte. Pentru aceasta, proiectanţii folosesc fie indicaţiile (de multe ori depăşite) din literatura de specialitate sau din normative, fie experienţa proprie, în mare măsură subiectivă.

Aceste procedee şi, respectiv, lipsa de unitate nu mai satisfac exigenţele actuale legate de prescrierea judicioasă a rugozităţii, deoarece ele nu reflectă fenomenele care au loc în procesul de funcţionare a pieselor şi, deci, n-au o bază ştiinţifică.

Practica industrială arată că între rugozitate şi precizia dimensională există o legătură strînsă. Astfel, piesele care lucrează la uzură îşi modifică simţitor şi rapid dimensiunile, iar caracterul îmbinării se schimbă dacă suprafeţele lor au iniţial asperităţi mari ce nu sînt în concordanţă cu toleranţele prescrise. Pe de altă parte, prelucrarea prea fină, de prisos, în condiţiile unei precizii dimensionale medii duce la mărirea preţului de cost al prelucrării şi, în unele cazuri, poate avea efecte dăunătoare asupra funcţionării mecanismelor.

Rezultă, deci, că atît proiectantul, cît şi tehnologul trebuie să ţină seamă, la proiectarea şi, respectiv, executarea pieselor, de legătura dintre rugozitate şi precizia dimensională.

În lumina celor arătate, autorii au efectuat o serie de studii şi cercetări experimentale [3], [4], care au dus la stabilirea unor concluzii, dintre care cele mai importante sînt următoarele :

1) între rugozitatea suprafeţelor prelucrate, pe de o parte, şi diametrul piesei şi precizia dimensională, pe de altă parte, există o legătură determinată de procedeul de prelucrare şi de regimul de aşchiere aplicat ;

2) la prescrierea judicioasă a rugozităţii suprafeţelor de contact cu mişcare trebuie să se ţină seamă nu numai de dimensiunile pieselor şi de precizia dimensională prescrisă, ci şi de faptul că, în exploatare, ca urmare a uzurii primare (iniţiale) intense a asperităţilor, se poate produce modificarea foarte rapidă a dimensiunilor efective ale pieselor respective şi se poate schimba caracterul ajustajului, mai ales în cazurile cînd dimensiunile efective au de la început valori apropiate de limitele periculoase (diametrul maxim prescris la alezaje şi, respectiv, diametrul minim prescris la arbori).

Pe baza rezultatelor experimentale obţinute, s-a stabilit că legătura dintre rugozitate şi precizia dimensională poate fi exprimată printr-un raport în modul următor :

$$\frac{R_z}{T} = 0{,}10 \ldots. 0{,}25,$$

respectiv,

$$R_z = (0{,}10 \ldots 0{,}25)\ \mathrm{T}\ [\mu\mathrm{m}],$$

în care T este toleranţa la dimensiune prescrisă, în µm.

Acest raport este convenabil atît din punctul de vedere al influenţei rugozităţii asupra preciziei dimensionale (chiar cînd uzura primară provoacă reducerea cu peste 50% a înălţimii asperităţilor), cît şi din punctul de vedere al economicităţii prelucrării.

Valorile mai mici ale raportului se iau în cazul diametrelor mai mari şi al preciziilor scăzute (toleranţe mari), iar valorile mai mari se iau pentru diametre mici şi precizii înalte.

Pentru situaţii şi condiţii tehnice speciale : suprafeţe foarte netede cu o precizie dimensională relativ mică sau, din contra, precizie dimensională mare şi netezime mică, rugozitatea se va prescrie pe baza altor considerente, independent de relaţia de mai sus.

Pentru prescrierea rapidă şi eficientă a toleranţelor în funcţie de ajustajul dat, precum şi a rugozităţii în funcţie de diametru şi toleranţă (pentru cazurile obişnuite, care, în construcţiile de maşini, formează marea majoritate), autorii au elaborat rigla-abacă T—A—R (toleranţă — ajustaj — rugozitate).

În această riglă, toleranţele sînt indicate corespunzător cu ajustajele preferenţiale din sistemul internaţional ISO şi sînt date separat pentru sistemul alezaj unitar şi pentru sistemul arbore unitar. Totodată, ele sînt grupate după piesa unitară şi după precizia acesteia. În ultima coloană a fiecărei grupe de ajustaje sînt date valorile limită ale rugozităţii, determinate conform metodei expuse mai înainte şi puse în concordanţă cu valorile impuse de standardul internaţional.

Modul de folosire a riglei T.A.R.

Cunoscîndu-se diametrul nominal şi ajustajul prescris în prealabil pe desenul de ansamblu, prin fereastra cursorului se citesc succesiv pe riglă, în coloanele cu simbolurile respective, abaterile impuse celor două piese (unitară şi neunitară). Se trece apoi la ultima coloană a grupei date de ajustaje şi, în dreptul intervalului de diametre din care face parte diametrul considerat, se citesc valorile limită corespunzătoare ale rugozităţii (dintre sau între care se alege valoarea potrivită).

Exemplul 1. Se prescrie ajustajul $Ø\,30\,\frac{H7}{f7}$.

Pe riglă se citesc abaterile, respectiv $Ø\,30^{+0.021}$ pentru alezaj şi $Ø\,30^{-0.020}_{-0.041}$ pentru arbore, iar în ultima coloană a grupei de ajustaje H7 se citeşte rugozitatea $R_a = 0{,}63\ldots0{,}80$ µm. În cazul cînd condiţiile funcţionale sînt mai severe, se alege şi se prescrie valoarea $R_a = 0{,}63$ µm, iar cînd condiţiile funcţionale sînt mai puţin severe, se prescrie valoarea $R_a = 0{,}80$ µm.

Exemplul 2. Pentru ajustajul $Ø\,110\,\frac{N7}{h6}$ se iau de pe riglă abaterile, respectiv $Ø\,110^{\circ}-0{,}022$ pentru arbore şi $Ø\,110^{-0.020}_{-0.045}$ pentru alezaj, iar în ultima coloană a grupei de ajustaje cu h6 pentru rugozitate se citesc valorile $R_a = 1{,}60\ldots2{,}00$ µm. În acelaşi mod, dacă condiţiile funcţionale sînt mai severe, se prescrie valoarea $R_a = 1{,}60$ µm, iar la condiţii funcţionale mai puţin severe se prescrie $R_a = 2{,}00$ µm.

Autorii consideră şi speră totodată că folosirea riglei T.A.R. va uşura considerabil munca celor care trebuie să prescrie toleranţe şi rugozităţi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Matalin, A.A.* Kacestvo poverhnosti i expluataţionnîie svoistva detalei maşini, Moskva, 1960.

[2] Kacestvo poverhnostei detalei maşini. Sb. 5M., A.N. S.S.S.R. 1961.

[3] *Dragu, D. şi Enache, St.* Cu privire la influenţa rugozităţii asupra comportării organelor de maşini. În: Construcţia de maşini, nr. 10, 1966.

[4] *Enache, St. şi Dragu, D.* Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitate şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite. În: Construcţia de maşini, nr. 11, 1969.

[5] *Enache, Şt.* Contribuţii la studiul influenţei microgeometriei şi uzurii tăişului sculei asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate. În: Metalurgia şi Construcţia de maşini, nr. 9, 1962.

[6] *Kolman*, R. Criterii pentru alegerea claselor de rugozitate în funcţie de condiţiile impuse suprafeţelor organelor de maşini (trad. din limba polonă). Construcţii de maşini. Caiet selectiv, nr. 11, 1961.

[7] *Worthing, A. G. şi Gefner, I.* Prelucrarea datelor experimentale (trad. din limba engleză). Bucureşti, Editura Tehnică, 1959.

CZ 621.914.6 : 621.833.382

Avantaje tehnologice şi constructive obţinute la prelucrarea roţilor melcate cu freze-melc, avînd diametrul de referinţă mărit

Ing. Cristian HAENER şi ing. Mihai SUDRIJAN-de la Uzina Mecanică Cugir

În [4] s-a expus o metodă de danturare a roţilor melcate cu contact localizat în angrenare, avînd ca avantaj tehnologic mărirea duratei de exploatare a sculei prin majorarea diametrelor. Unele întreprinderi specializate în angrenaje melcate (Pfauter) (Klingelnberg şi Liebherr) recomandă o mărire a diametrului de referinţă al frezei cu 3–4% faţă de diametrul de referinţă al melcului.

Un alt avantaj tehnologic important rezultă din posibilitatea măririi preciziei de divizare la frezarea roţii melcate. Dacă se analizează liniile de angrenare în diferite secţiuni paralele cu planul median al roţii, se observă că liniile de angrenare au pante diferite faţă de linia de angrenare din planul median. Pe un flanc panta este mai mare, iar pe celălalt este mai mică. În afară de aceasta, diferenţa cea mai mare apare la capul de dinte în zonele laterale ale roţii (fig. 1). Zonele ale căror linii de angrenare au unghiuri de presiune mari oferă condiţii de aşchiere mai bune. În schimb, la unghiuri mici de presiune, aşchierea este mai nefavorabilă din cauza micşorării unghiurilor de aşezare reale ale sculei care, în cazurile extreme, pot fi anulate complet dînd naştere la frecări şi apăsări micşorînd astfel precizia de prelucrare.

În figura 1 este reprezentat un angrenaj melcat de tip A, avînd un punct nodal E. Se observă că zona cea mai nefavorabilă în ceea ce priveşte aşchierea este în vecinătatea din stînga punctului E. Dacă acest punct s-ar afla pe lăţimea activă a flancului, unghiul de presiune ar fi nul, iar în vecinătatea din dreapta acestui punct, unghiurile de presiune ar fi chiar negative. Se observă astfel că, pe acelaşi flanc al dintelui roţii melcate apar condiţii de aşchiere complet diferite şi, prin urmare, şi zone cu precizie de prelucrare inegală.

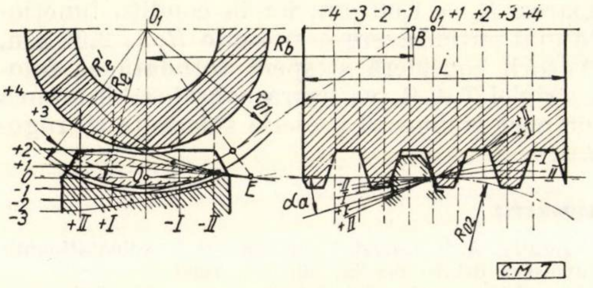


Fig. 1

În cazul petei de contact nelocalizate, acest inconvenient poate fi eliminat numai prin modificări constructive importante ale angrenajului care se referă la îndepărtarea punctului nodal *E*. Aceasta se obţine prin apropierea punctului B al cercului de bază de centrul melcului O_1, adică prin micşorarea razei de bază R_b (fig. 1). Conform relaţiei:

$$R_b = R_{OM} \operatorname{tg} \theta_{OM} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_a \qquad (1)$$

trebuie modificate, în acest scop, unghiurile θ_{OM} sau α_a.

Deoarece posibilitatea de variaţie a unghiului elicei de referinţă θ_{OM} este limitată, iar la melci cu mai multe începuturi are o valoare mare, este necesar să se modifice unghiul α_a (în figura 1 este reprezentat un melc cu opt începuturi, $\theta_{OM} = 30°$ şi $Z_2 = 24$).

Situaţia privind diferenţa unghiurilor de presiune este similară şi la celelalte tipuri de melci.

Din aceste considerente, întreprinderea Pfauter condiţionează alegerea unghiului de angrenare de mărimea unghiului elicei de referinţă [1]:

$$\theta_{OM} = 0° - 10°;\ 10°-25°;\ 25°-35°;\ \text{peste } 35°;$$

$$\alpha_a = \quad 15°; \qquad 20°; \qquad 25°; \qquad 30°$$

Mărirea unghiului de angrenare este favorabilă pentru condiţiile de aşchiere, dar este nefavorabilă unei funcţionări corespunzătoare, deoarece provoacă o creştere a forţei de apăsare pe dinte, ceea ce favorizează apariţia unei uzuri neuniforme.

Aceste dezavantaje pot fi eliminate prin localizarea petei de contact în zona punctului de rostogolire unde există condiţii optime de angrenare.

Angrenajele melcate cu pată de contact nelocalizată sînt foarte sensibile la erorile de execuţie şi montaj sau la deformaţiile elastice sub sarcină. Influenţa privind nerespectarea distanţei dintre axe este reprezentată după Pfauter în figura 2 [2].

Prin localizarea petei de contact, angrenajele melcate devin mai puţin sensibile la erorile de prelucrare, de montaj şi la deformaţiile elastice. Acest mare avantaj constructiv apare de altfel la toate genurile de angrenaje cu contact localizat.

Din cele expuse, rezultă că angrenajele melcate cu pată de contact nelocalizată practic nici nu pot fi realizate în mod corect, deoarece nu admit nici o abatere între poziţia de execuţie şi cea de montaj. Liniile de contact menţionate pot apărea numai după un rodaj în condiţii ireproşabile. Pe lîngă aceasta, durata de exploatare a frezei melc este extrem de redusă dacă nu se corectează melcul după fiecare ascuţire a sculei. La aceste angrenaje practic nu poate fi concepută o interşanjabilitate.

La angrenajele melcate cu pată de contact localizată se poate conta pe o interşanjabilitate

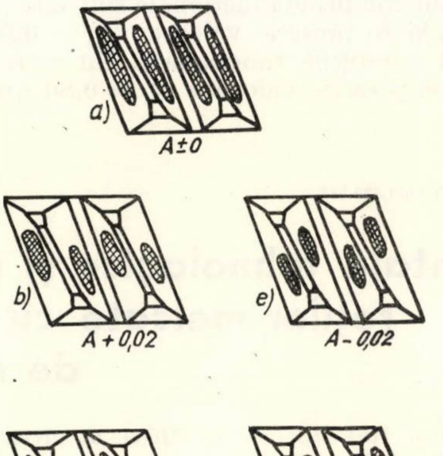


Fig. 2

de grup, la cel puţin un lot de roţi frezate între două ascuţiri ale frezei. La utilizarea unui şevăr melc, interşanjabilitatea devine completă.

De asemenea există interşanjabilitate totală la angrenajele ale căror roţi au fost frezate cu freze melc care îşi păstrează diametrul de referinţă după ascuţire (în cazul frezelor cu detalonare axială şi al angrenajelor duplex).

Pata de contact localizată favorizează formarea filmului de ulei între flancurile dinţilor în angrenare.

Se menţionează însă că localizarea petei de contact numai prin mărirea diametrului de referinţă al frezei este posibilă în condiţii optime pînă la un unghi al elicei de referinţă $\theta_{\tilde{OM}} = 8°$. După experienţele întreprinderii Klingelnberg [3], la $\theta_{OM} > 8°$ sînt necesare reglări suplimentare pe maşina de danturat (în afara mărimilor ΔA şi $\Delta\theta$) prin deplasarea frezei paralel cu axa roţii.*

Metoda descrisă anterior este aplicată în general la toate angrenajele melcate utilizate în construcţia de maşini-unelte.

Ca exemplificare se arată unele rezultate obţinute la frezarea roţilor melcate de divizare pentru maşinile-unelte de danturat FD — 320 ; FD—500 şi FD—800 fabricate la UM—Cugir.

Angrenajele de divizare ale acestor maşini sînt de construcţie duplex cu datele caracteristice conform tabelei 1.

La aceste angrenaje melcate se obţine — cu reglarea poziţiei relative pe maşina de danturat a frezei în raport cu roata, după metoda descrisă anterior şi cu valorile de reglare din tabela 1 (ΔA şi $\Delta\theta$) — o lăţime a petei de contact, concentrată în zona punctului de rostogolire, de circa 30% din lăţimea dintelui, ceea ce corespunde cu valorile recomandate în literatura de specialitate. Această lăţime rămîne constantă după reascuţirea frezelor, datorită efectului duplex. Din cauza unghiurilor elicelor de referinţă θ_{OM} relativ mici, nu se manifestă practic necesitatea de corecţie a pasului melcului între două reascuţiri succesive ale frezelor.

Tabela 1

Tipul maşinii	FD−320	FD−500	FD−800
Anul de fabricaţie a prototipului	1962	1966	1969
Z_1	1	1	1
Z_2	60	84	96
m	5,1−5−4,9	5,1−5−5	7,06−7−6,94
Δm	±0,1	+0,1	±0,06
a_0	1 × m	1 × m	1 × m
D_{OM}	60	60	76
D_{OF}	62	62	78
ΔA	1	1	1
θ_{OM}	4°45′48″	4°45′48″	5°15′44″
θ_{OF}	4°36′38″	4°36′36″	5° 7′ 4″
$\Delta\theta$	9′10″	9′10″	8′40″

Mărimea şi forma petelor de contact sînt verificate, înainte de montaj, cu ajutorul unei reţele trasate cu mină de grafit pe flancurile dinţilor roţii. Aparatul este reglat la cotele reale de montaj ale angrenajului în maşină. Se ţine astfel seamă de valoarea efectivă a distanţei dintre axe, de poziţia unghiulară a axelor şi de deplasarea planului median.

Angrenajele melcate de divizare fiind angrenaje de precizie cinematică, trebuie să prezinte o localizare impecabilă a petei de contact, plasată ca lăţime simetric faţă de punctul de rostogolire, iar în înălţime pe întreg dintele roţii.

Nu sînt admise forme discontinue ale petei de contact pe flancurile roţii şi ale melcului (întreruperi), deoarece acestea ar însemna introducerea unor erori cinematice la transmiterea unei mişcări uniforme de rotaţie.

Conform indicaţiilor din literatura de specialitate [2], nu se admite de fapt întreruperea petei de contact la nici un gen de angrenaje melcate. Astfel, se consideră că indicaţiile din STAS 6461—61 (punctul 3.1.18), unde se arată o formă admisibilă a petei de contact cu zone întrerupte, nu mai pot fi utilizabile. A doua neconcordanţă în ceea ce priveşte indicaţiile din acest standard, faţă de recomandările şi practica diferitelor întreprinderi de specialitate, se află în tabela 3 a standardului unde, pentru roţile melcate de precizie cinematică în clasele 3, 4 şi 5, pata de contact pe înălţimea dintelui este prevăzută de numai 60%. În schimb se prevede tot în acest standard, pentru lăţimea petei de contact la clasele menţionate, valoarea de 75% care este în contradicţie cu criteriile localizării petelor de contact la angrenajele melcate de precizie cinematică (şi în general).

În concluzie, se consideră că standardul menţionat trebuie să fie readaptat cerinţelor actuale.

La Uzina mecanică Cugir se foloseşte în prezent, pentru angrenajele melcate de divizare ale maşinilor de danturat, forma melcului de tip SD, adică cu suprafaţă elicoidală neriglată, obţinută prin rectificare cu disc abraziv dublu conic. Acest tip de melc prezintă dezavantajul menţionat, de modificare uşoară a formei flancului frezei după diferite reascuţiri, dacă acestea sînt detalonate radial [4]. Aceasta se manifestă prin apariţia unor dificultăţi la realizarea petei de contact pe întrega înălţime de dinte.

---

* În: Construcţia de Maşini, 24 (1972), Nr. 11, p. 662—663.

În prezent există preocupări pentru înlocuirea tipului SD cu tipul A care, după cum s-a arătat [4], elimină aceste dezavantaje. Noul tip de melc va fi aplicat începînd cu realizarea prototipului maşinii modernizate FD—320B. Datorită unghiului elicei de referinţă θ_{OM} relativ mic (punctul nodal E la infinit, deoarece $R_b < R_{OM}$), liniile de angrenare în diferite secţiuni axiale vor reprezenta o alură favorabilă, cu diferenţe mici ale unghiurilor de angrenare, respectiv de presiune, ceea ce favorizează obţinerea unei precizii ridicate la prelucrare şi asigură condiţii de funcţionare optime în exploatare, cu păstrarea îndelungată a preciziei iniţiale. Această orientare către folosirea formei de tip A pentru angrenaje melcate de divizare duplex există şi la alte întreprinderi producătoare de maşini de danturat. La Uzina Mecanică Cugir există de asemenea preocupări pentru elaborarea unei metode de determinare prin calcul a lăţimii petelor de contact localizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lindner, W. Zahnräder*, vol. 2. Berlin, Springer Verlag 1957.

[2] Firma Pfauter. Auszug aus Pfauter Handbuch — Manuskript.

[3] Firma Klingelnberg. Katalog, ediţia 1960.

[4] *Haener, C.* şi *Sudrijan. M.* Posibilităţi de mărire a duratei de exploatare la frezele melc pentru prelucrarea roţilor melcate. În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1972.

CZ 621.664.001.24

Calculul analitic al debitului şi a pulsaţiei acestuia la pompele cu roţi dinţate

Dr. ing. Ion GHEGHEA şi ing. Alexandru DORIN
de la Institutul politehnic – Bucureşti

Pompele cu roţi dinţate sînt folosite în prezent în acţionarea hidrostatică a maşinilor şi instalaţiilor. Se utilizează cu succes asemenea pompe în aviaţie, la maşini-unelte, maşini agricole, maşini rutiere şi de construcţie etc. Această largă răspîndire se datoreşte simplităţii construcţiei, compactităţii lor, siguranţei în exploatare şi a preţului de cost redus.

Relaţiile pentru calculul debitului şi a coeficientului de pulsaţie a acestuia sînt numeroase [1], [2], [3], [4], [5], [6], dar multe dintre ele sînt aproximative. În ceea ce priveşte variaţia debitului, problemele nu sînt însă complet elucidate. Se cunoaşte că pulsaţia debitului atrage după sine pulsaţia presiunii şi deci apariţia oscilaţiilor organului acţionat care influenţează negativ dinamica maşinii acţionate, iar în cazul special al maşinilor-unelte duce la înrăutăţirea calităţii suprafeţelor prelucrate.

Cunoaşterea legii de variaţie a pulsaţiei debitului va permite o ameliorare a efectelor dăunătoare generate de acest fenomen în însăşi sistemul hidraulic sau luarea unor măsuri corespunzătoare pentru înlăturarea consecinţelor lor.

În lucrarea de faţă se determină pe cale analitică mai exact, debitul pompei cu roţi dinţate şi pulsaţia acestuia.

Un dinte al roţii dinţate, de exemplu dintele *1* (fig. 1) începe să refuleze încă din momentul cînd intră în golul *a* dintre dinţii roţii conjugate. Deci pînă în momentul cînd cei doi dinţi vin în contact, dintele *1* va debita o cantitate de lichid egală cu suprafaţa cuprinsă între cercurile exterioare ale roţilor dinţate cu centrul în O_2 şi respectiv O_1 şi flancul dintelui *1* înmulţită cu lăţimea roţii. După intrarea în angrenare a dintelui *1* cu *1'* datorită menţinerii în contact strîns între dinţii celor două roţi se va debita în plus o cantitate de lichid dată de produsul dintre secţiunea delimitată de profilele dinţilor *1* şi *1'* pînă la punctul de contact *C* şi cercul

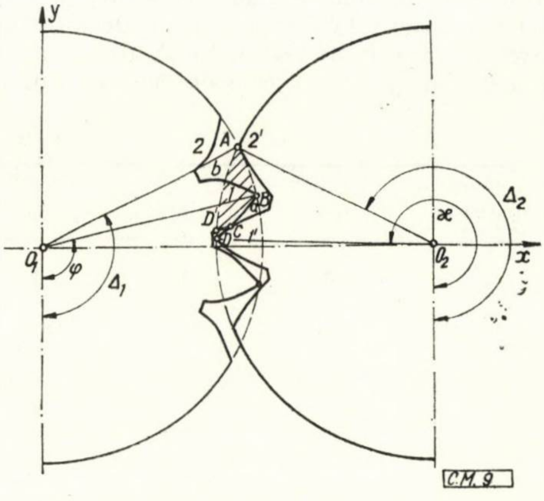


Fig. 1

exterior al roții O_2 (aria CDD', fig. 1) și lățimea roții.

Prin suprapunerea golului b dintre dinții roții cu centrul în O_1 peste golurile a ale roții cu centrul în O_2 se debitează de asemenea o cantitate de lichid. În consecință, debitul instantaneu dat de pompă depinde de derivata în raport cu timpul a suprafeței $ABCDD'A$ (fig. 1) notată cu S.

Debitul instantaneu este dat de relația:

$$q_i = \frac{d(BS)}{dt} = B\frac{dS}{dt}, \qquad (1)$$

unde:

B este lățimea roților dințate;
S — aria variabilă $ABCDD'A$.

Deci, pentru a găsi debitul instantaneu, este necesar să se afle aria S și să se deriveze în raport cu timpul.

Relația (1) poate fi scrisă sub forma:

$$q_i = B\left(\frac{dS_1}{dt} + \frac{dS_2}{dt} - \frac{dS_3}{dt} + \frac{dS_4}{dt} + \frac{dS_5}{dt} - \frac{dS_6}{dt}\right) \qquad (2)$$

unde:

S_1, S_2 reprezintă aria sectorului de cerc O_1AB și respectiv O_2AD;
S_3, S_4 — aria triunghiului O_1AO_2 și respectiv O_1CO_2;
S_5, S_6 — aria O_1BC și respectiv O_2DC.

Relațiile care dau ariile S_1 și S_2 se pot obține notînd cu φ unghiul format între dreapta C_1B și axa Oy, iar cu $\varkappa$ unghiul dintre dreapta O_2D dintre dreapta O_2D și o dreaptă paralelă cu axa Oy (fig. 1). Dependența unghiului $\varkappa$ de φ se deduce din relația:

$$\frac{d\varphi}{dt} = -i\frac{d\varkappa}{dt}, \qquad (3)$$

care arată că viteza unghiulară a roții dințate cu centrul în O_1 este egală cu produsul dintre raportul de transmitere $i = z_1/z_2$ și viteza unghiulară a roții cu centrul în O_2.

Integrînd ecuația (3) se găsește:

$$\varphi + i\cdot\varkappa = C, \qquad (4)$$

unde $C = \frac{\pi}{2}(1 + 3i) + \gamma_e(i + 1)$, cunoscînd că pentru $\varphi = \frac{\pi}{2} + \gamma_e$, $\varkappa = \frac{3\pi}{2} + \gamma_e$.

Înlocuind în expresia (4) valoarea lui C, se obține pentru $\varkappa$ expresia:

$$\varkappa = \frac{\pi}{2}\left(\frac{1}{i} + 3\right) + \gamma_e\left(1 + \frac{1}{i}\right) - \frac{\varphi}{i}. \qquad (5)$$

Ariile S_1 și S_2 se obțin cu relația:

$$S = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{R_e^2}{2}\, d\psi,$$

unde:

$\psi_1 = \varphi$, $\psi_2 = \Delta_1$ — pentru determinarea ariei S_1
$\psi_1 = \Delta_2$, $\psi_2 = \varkappa$ — pentru determinarea ariei S_2.

În final rezultă:

$$\frac{dS_1}{dt} = \frac{\omega R_{e1}^2}{2}, \qquad (6)$$

$$\frac{dS_2}{dt} = \frac{\omega R_{e2}^2}{2i}.$$

Derivata ariei S_3 în raport cu timpul este nulă deoarece are valoarea constantă.

Aria S_4 se determină din relația:

$$S_4 = \frac{O_1O_2 \cdot O_1C \sin\lambda}{2}, \qquad (7)$$

unde:

$\overline{O_1O_2} = A = R_{p1} + R_{p2}$ reprezintă distanța dintre centrele celor două roți dințate;

$\overline{O_1C} = R_{b1}\sqrt{1 + \left(\alpha - \varphi + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}\right)^2}$ (relație dedusă din proprietățile evolventei.)

λ — unghiul dintre dreapta $\overline{O_1C}$ și axa Ox care se determină din triunghiul O_1KC (fig. 2) și este dat de relația:

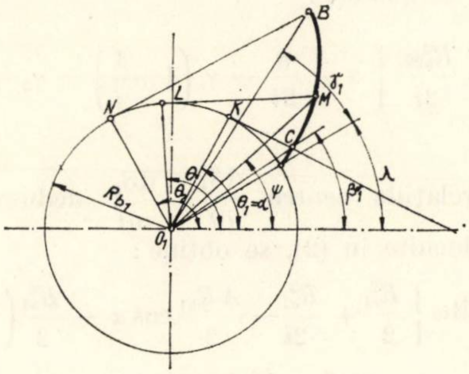


Fig. 2

$$\lambda = \alpha - \text{arc tg}\left(\alpha - \varphi + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}\right) \qquad (8)$$

Înlocuind $\overline{O_1O_2}$, $\overline{O_1C}$ şi λ în relaţia (7) şi apoi derivînd în raport cu timpul se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}S_4}{\mathrm{d}t} = -\frac{AR_{b1}}{2}\,\omega\cos\alpha, \tag{9}$$

Aria S_5 se deduce din relaţia:

$$S_5 = \frac{1}{2}\int_{\psi_1}^{\psi_2}\rho\,\mathrm{d}\,\psi \tag{10}$$

unde:

$$\mathrm{d}\psi = \left[1 - \frac{1}{1+(\theta-\beta_1)^2}\right]\mathrm{d}\theta$$

$$\beta_1 = \varphi - \gamma_1 - \frac{\pi}{2}$$

$$\psi_2 = \varphi + \arccos\frac{Rb_1}{Re_1} - \frac{\pi}{2} \tag{11}$$

$$\psi_1 = \alpha.$$

Înlocuind în relaţia (10) expresiile (11) şi derivînd în raport cu timpul se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}S_5}{\mathrm{d}t} = -\frac{R_{b1}^2}{2}\,\omega\left(\alpha - \varphi + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}\right)^2 \tag{12}$$

Aria S_6 se deduce din relaţia (10) unde:

$$\mathrm{d}\,\psi = \left[1 - \frac{1}{1+(\theta-\beta_2)^2}\right]\mathrm{d}\theta$$

$$\beta_2 = \varkappa - \gamma_2$$

$$\psi_2 = \varkappa + \arccos\frac{Rb_2}{Re_2} \tag{13}$$

$$\psi_1 = \alpha + \frac{3\pi}{2}.$$

Înlocuind expresiile (13) în relaţia (10), prin integrare şi apoi prin derivare în raport cu timpul se găseşte:

$$\frac{\mathrm{d}S_6}{\mathrm{d}t} = \frac{R_{b2}^2\omega}{2i}\left[\alpha - \frac{\pi}{2i} - \gamma_e\left(1+\frac{1}{i}\right) + \gamma_2 + \frac{\varphi}{i}\right]^2 \tag{14}$$

Cu relaţiile pentru $\frac{\mathrm{d}S_1}{\mathrm{d}t} \div \frac{\mathrm{d}S_6}{\mathrm{d}t}$ deduse mai sus, înlocuite în (2), se obţine:

$$\mathrm{q}_i = \mathrm{B}\omega\left\{\frac{R_{e1}^2}{2} + \frac{R_{e2}^2}{2i} - \frac{AR_{b1}}{2}\cos\alpha - \frac{R_{b1}^2}{2}\left(\alpha - \varphi + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}\right)^2 - \frac{R_{b2}^2}{2i}\left[\alpha - \frac{\pi}{2i} - \gamma_e\left(1+\frac{1}{i}\right) + \gamma_2 + \frac{\varphi}{i}\right]^2\right\}. \tag{15}$$

Relaţia (15) precizează debitul instantaneu în cazul general cînd cele două roţi dinţate au un număr de dinţi diferit. În practică numărul de dinţi pentru ambele roţi este egal şi deci:

$$i = 1,\ R_{e1} = R_{e2} = R_e,\ R_{b1} = R_{b2} = R_b.$$

Prin substituirea acestor valori în (15) rezultă:

$$\mathrm{q}_i = m^3\omega K\left[C + \frac{R_b^2}{m^2}(\pi + 2\gamma_e)\,\varphi - \frac{R_b^2}{m^2}\varphi^2\right] \tag{16}$$

unde:

$$C = \frac{R_e^2}{m^2} - \frac{A\,R_b}{2m^2}\cos\alpha - \frac{R_b^2}{2m^2}\left[\left(\alpha + \gamma + \frac{\pi}{2}\right)^2 + \left(\alpha - \frac{\pi}{2} - 2\gamma_e + \gamma\right)^2\right] \tag{17}$$

Mărimile R_e, R_b, γ, γ_e în cazul general al roţilor dinţate corijate [7] sînt date de relaţiile:

$$R_e = \frac{m}{2}(z + 2 + 2\xi - 2\mathrm{T})$$

$$T = z\,(B - B_v),$$

$$B = \frac{2\xi}{z},$$

unde:

ξ este coeficientul de corijare;
B_v — se dă în diagrame [7];

$$R_b = \frac{mz}{2}\cos\alpha_0,$$

$$A = A_0\,(1 + B_v),$$

$$R_p = \frac{A}{2},$$

$$A_0 = mz,$$

$$\cos\alpha = \frac{A_0}{A}\cos\alpha_0,$$

$$\gamma = \mathrm{tg}\left(\arccos\frac{R_b}{R_e}\right) - \arccos\frac{R_b}{R_e},$$

$$\gamma_e = \gamma - \left[\mathrm{tg}\left(\arccos\frac{R_b}{R_p}\right) - \arccos\frac{R_b}{R_p}\right] \tag{18}$$

$$K = \frac{B}{m},$$

ω — viteza unghiulară a roţilor dinţate;
m — modulul roţilor dinţate;
α_0 — unghiul de angrenare al roţilor necorijate;
α — unghiul de angrenare al roţilor corijate;
z — numărul de dinţi ai roţilor dinţate,

Debitul instantaneu maxim se determină cu relaţia (17) prin înlocuirea lui φ cu:

$$\varphi_{max} = \frac{\pi}{2} + \gamma_e, \tag{19}$$

unde φ_{max} se deduce din condiţia $\frac{\mathrm{d}q_i}{\mathrm{d}\varphi} = 0.$

Debitul mediu eliberat din două goluri ale roţilor dinţate (golurile *a* şi *b*, fig. 1) se poate determina cu relaţia:

$$q_{im} = q_{msp}\cdot\omega\cdot m^3\cdot k \tag{20}$$

unde:

$$q_{msp} = C + \frac{R_b^2}{m^2}(\pi + 2\gamma_e)\, z\frac{\varphi_1^2 - \varphi_2^2}{4\pi} - \frac{-R_b^2 z}{m^2}\,\frac{\varphi_1^3 - \varphi_2^3}{6\pi} \tag{21}$$

Trebuie menţionat că φ_1 şi φ_2 au diferite valori pentru cazurile în care se face sau nu recuperarea lichidului strivit.

Debitul pompei este:

$$Q_p = q_{im} = 2\pi q_{msp}\cdot n\cdot m^3\cdot k, \tag{22}$$

unde n este turaţia pompei, rot/min.

În cele ce urmează se analizează pulsaţia debitului pentru cele două cazuri şi anume: cazul cînd nu se recuperează lichidul strivit şi cazul cînd se recuperează lichidul strivit.

În cazul pompei cu roţi dinţate fără recuperarea lichidului strivit, din figura 3 se observă că prin intrarea în angrenare a altei perechi de dinţi (*2* şi *2'*, fig. 1) are loc un salt de debit de la q_{1i}' la $q_{2i_{\min}} = q_{1i_{\min}}$ ceea ce duce la o pulsaţie mărită a debitului.

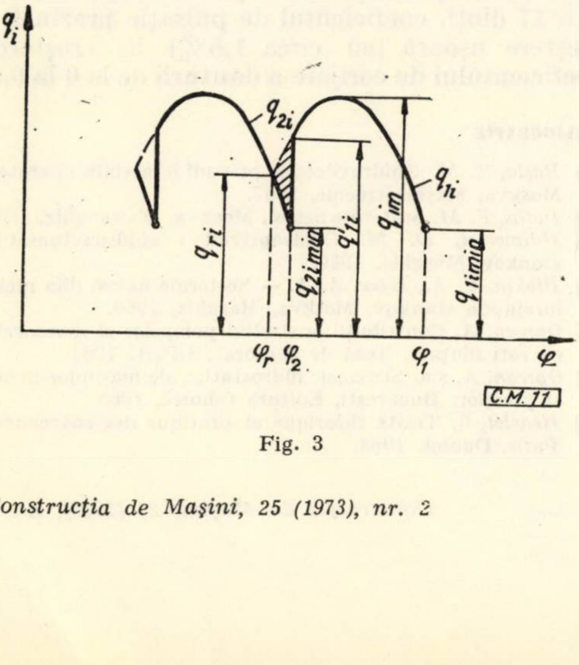


Fig. 3

În acest caz debitul minim $q_{1i_{\min}}$ este exprimat prin relaţia (16) în care φ se înlocuieşte cu φ_1 dat de relaţia:

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \gamma - \alpha - \mathrm{tg}\,(\alpha - \eta), \tag{23}$$

unde:

α, γ sînt date de expresiile (18);

$$\eta = \mathrm{arc\ tg}\,\frac{\overline{CD}}{\overline{O_1D}} =$$

$$= \mathrm{arc\ tg}\,\frac{(R_e^2 - R_b)^{1/2}\cos\alpha - R_b\sin\alpha}{A - (R_e^2 - R_b^2)^{1/2}\sin\alpha - R_b\cos\alpha}.$$

(relaţie dedusă din fig. 4).

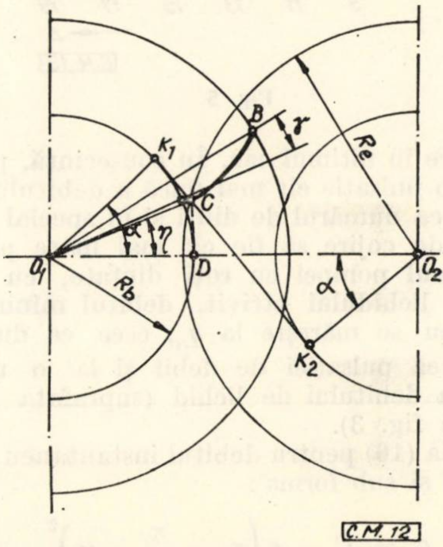


Fig. 4

Pentru aflarea debitului mediu q_{im}, se înlocuieşte în relaţia (21) φ_1 dat de (23), iar:

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \frac{2\pi}{z}, \tag{24}$$

unde:

$\frac{2\pi}{z}$ este pasul unghiular al roţilor dinţate.

Coeficientul de pulsaţie al debitului δ este dat de relaţia:

$$\delta = \frac{q_{i\max} - q_{i\min}}{q_{im}}\cdot 100\%. \tag{25}$$

Deoarece pentru determinarea variaţiei coeficientului în funcţie de diferiţii parametri ai roţilor dinţate sînt necesare multe calcule, s-a întocmit programul pentru calculator în limbaj

FORTRAN, iar cu rezultatele obţinute s-au trasat curbele *1* şi *2* din figurile 5 şi 6.

Din figurile 5 şi 6 se observă o scădere a coeficientului de pulsaţie a debitului atît cu mărirea numărului de dinţi cît şi cu cea a coeficientului de corijare ξ; procentul de scădere este însă

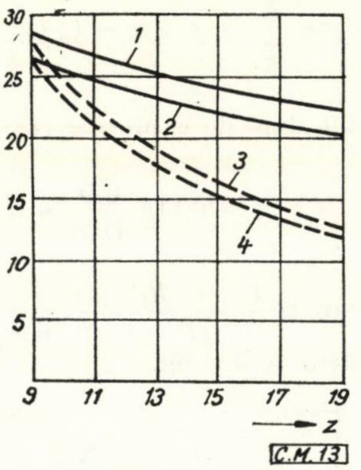


Fig. 5

mai mare în ultimul caz. În consecinţă, pentru a avea o pulsaţie cît mai mică a debitului este necesar ca numărul de dinţi şi în special coeficientul de cojire să fie cît mai mare posibil.

În cazul pompei cu roţi dinţate, cu recuperarea lichidului strivit, debitul minim instantaneu se măreşte la q_{r_i}, ceea ce duce la micşorarea pulsaţiei de debit şi la o uşoară mărire a debitului de lichid (suprafaţa haşurată din fig. 3).

Relaţia (16) pentru debitul instantaneu poate fi scrisă şi sub forma:

$$q_i = C_1 - a\left(\varphi - \frac{\pi}{2} - \gamma_e\right)^2 \qquad (26)$$

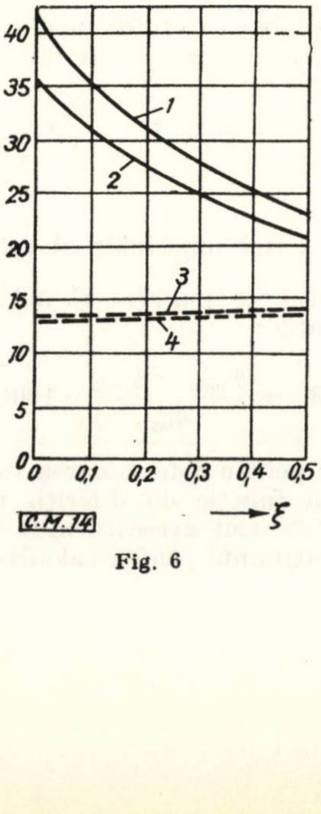


Fig. 6

unde:

$$C_1 = \omega B\left\{R_e^2 - \frac{AR_b\cos\alpha}{2} - \frac{R_b^2}{2}\left[\left(\alpha + \gamma + \frac{\pi}{2}\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(\alpha - \frac{\pi}{2} - 2\gamma_e + \gamma\right)^2 + \left(\frac{\pi}{2} + \gamma_c\right)^2\right]\right\}$$

$$a = \omega B R_b^2.$$

Cu relaţia (26) se poate determina q_{1i} (fig. 3); q_{2i} are expresia:

$$q_{2i} = C_1 - a\left(\varphi - \frac{\pi}{2} - \gamma_e + \frac{2\pi}{z}\right)^2 \qquad (27)$$

Egalînd q_{1i} dat de (26) cu q_{2i} dat de (27) se găseşte expresia pentru unghiul φ pînă la care este recomandabil (pentru a avea un coeficient mic de pulsaţie al debitului) să se facă recuperarea şi anume:

$$\varphi_r = \frac{\pi}{2} + \gamma_e - \frac{\pi}{z}. \qquad (28)$$

Debitul instantaneu minim q_{ri} se obţine prin înlocuirea unghiului φ_r dat de relaţia (28) în expresia (26) şi anume:

$$q_{ri} = C_1 - a\frac{\pi^2}{z^2}. \qquad (29)$$

Debitul mediu, $q_{r_{im}}$, se obţine în acest caz cu relaţia (20) unde $\varphi_2 = \varphi_r$, iar $\varphi_1 = \varphi_r + \frac{2\pi}{z}$.

Coeficientul de pulsaţie al debitului este de asemenea dat de relaţia (25) unde $q_{i_{min}}$ se înlocuieşte cu q_{r_i}, iar q_{im} cu $q_{r_{im}}$.

Coeficientul de pulsaţie a debitului, δ, funcţie de z şi ξ pentru diferite valori ale unghiului de angrenare α_0 este dată în figura 5 şi respectiv în figura 6 (curbele *3*, *4* trasate cu linie întreruptă). Se observă o micşorare mai mare a pulsaţiei o dată cu mărirea numărului de dinţi. În cazul cînd $\xi = 0{,}5$ recuperarea nu este posibilă pentru $z < 9$ dinţi.

Variaţia coeficientului de corijare are o foarte mică influenţă asupra pulsaţiei de debit. Pentru $z = 17$ dinţi, coeficientul de pulsaţie prezintă o creştere uşoară (cu circa 1,5%) la creşterea coeficientului de corijare a danturii de la 0 la 0,5.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Başta, T. M.* Ghidravliceskie privodî letatelnîh aparatov. Moskva, Maşinostroenie, 1967.

[2] *Iudin, E. M.* Sesternîe nasosî. Moskva, Oboronghiz, 1957.

[3] *Haimovici, D. M.* Ghidroprivod i ghidroavtomatika stankov. Maşghiz, 1959.

[4] *Rîbkin, E. A., Usov, A. A.* — Sesternîe nasosî dlia metalorejuşcih stankov. Moskva, Maşghiz, 1960.

[5] *Oprean, A.* Contribuţii la studiul pompelor şi motoarelor cu roţi dinţate. Teză de doctorat, I.P.B. 1964.

[6] *Oprean, A.* ş.a. Sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte şi preselor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[7] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages. Paris, Dunod, 1968.

CZ 536.51 : 531.787

Elemente de calcul utilizate în construcţia termomanometrelor

Ing. Doru PALADE şi ing. Madeleine GHIORGHIU
de la CCPMFS—Bucureşti

Datorită simplităţii şi costului redus, termomanometrele ocupă un loc important în măsurările de temperatură din procesele tehnologice actuale. Un termomanometru se compune din elementul termosensibil, format la rîndul său din sonda-rezervor în contact direct cu mediul de măsurare, tubul capilar de legătură, elementul elastic (silfon, capsulă, tub Bourdon) şi sistemul de indicare sau semnalizare la distanţă. Elementul termosensibil poate fi umplut cu lichide, gaze sau vapori saturaţi în funcţie de domeniul de temperatură pentru care este utilizat începînd de la —40°C la +600°C. Funcţionarea acestor aparate poate fi influenţată de o serie de factori externi ca de exemplu presiunea atmosferică, nivelul aparatului faţă de sondă, variaţiile de temperatură ale mediului, ş.a. Dintre aceşti factori, ultimul creează în majoritatea cazurilor neajunsuri la măsurările efectuate.

1. *Calculul termomanometrelor cu lichid.* Deoarece măsurarea în acest caz se bazează pe variaţia volumului de lichid, relaţia de calcul va fi dată de ecuaţia:

$$V_1 = V_0 (1 + K \Delta t) \qquad (1)$$

unde:

V_1 este volumul final;
V_0 — volumul iniţial;
K — coeficient de dilatare volumetrică;
Δt — variaţia de temperatură.

Ecuaţia (1) este valabilă pentru un domeniu restrîns, deoarece coeficientul K variază în funcţie de temperatură. Pentru un calcul mai exact la un domeniu mai larg de temperatură se poate utiliza relaţia:

$$V_1 = V_0 (1 + \alpha \Delta t + \beta \Delta t^2 + \gamma \Delta t^3) \qquad (2)$$

Coeficienţii K, α, β, γ sînt indicaţi în tabela nr. 1 pentru cele mai uzuale lichide de umplere.

Tabela 1

Lichidul de umplere	Punct congelare °C	Punct fierbere °C	K (la 20°C)	α	β	γ
Acetonă	— 95	56,1	1,487	1,324	3,81	—0,880
Alcool etilic	—115	77,7	1,12	1,012	2,20	—
Eter etilic	—116,1	35	1,656	1,513	2,36	4,0
Mercur	— 38,8	357,2	0,1819	0,181	0,0078	—
Pentan	—130,5	36,1	1,608	1,465	3,093	1,61
Toluen	— 92,2	110	1,224	—	—	—
Apă	0	100	0,207	—0,0643	6,505	—6,79

Valoarea creşterii de volum care ajunge în elementul elastic se determină cu ajutorul formulei:

$$\Delta V_e = \Delta V_s - \Delta V_t = V_t \cdot \Delta t (\beta - 3\alpha_t) \qquad (3)$$

unde:

ΔV_s este creşterea de volum a lichidului din sondă;
ΔV_t — creşterea de volum a sondei însăşi;
Δt — variaţia de temperatură;
V_t — volumul iniţial al sondei;
$\beta - 3\alpha_t$ — diferenţa dintre coeficientul de dilataţie volumetrică a lichidului şi a materialului sondei.

Variaţia de volum a elementului sensibil elastic se calculează cu o precizie suficientă astfel:

— pentru o capsulă manometrică: $\Delta V_1 = F_e \lambda_p$ (4)

F_e este suprafaţa activă a capsulei cu membrană;
λ_p — cursa totală a membranei;

— pentru un burduf: $\Delta V_2 = \pi \cdot \lambda_p \cdot \dfrac{R_e + R_i}{2}$ (5)

$R_{i,e}$ este raza interioară şi exterioară a burdufului;
λ_p — cursa totală a silfonului;
— pentru un tub Bourdon:

$$\Delta V_3 = 0{,}21 \, \frac{K}{G} \cdot a \cdot b \cdot \gamma \cdot \lambda_p \qquad (6)$$

$$\Delta V_3' = 0{,}21 \, K a b \rho (\gamma - \gamma') \qquad (7)$$

a este semiaxa mare a secţiunii tubului Bourdon;
b — semiaxa mică a secţiunii tubului Bourdon;
γ — unghiul la centru al tubului Bourdon;
$\gamma - \gamma'$ — variaţia unghiului la centru;
ρ — raza de curbură;
K — coeficient ales din tabela 2, depinzînd numai de elementele geometrice ale secţiunii tubului Bourdon;

G — coeficient ales din tabela 3, dependent de valoarea unghiului la centru;

λ_p — cursa elementului elastic.

Tabela 2

a/b	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	∞
K	—	0,113	0,197	0,242	0,262	0,271	0,276	0,283	0,288	0,290	0,291	0,311

Tabela 3

f°	210°	220°	230°	240°	250°	260°	270°	280°	290°	300°	310°	330°	360°	450°
G	4,42	4,82	5,05	5,26	5,47	5,64	5,81	5,93	6,03	6,12	6,18	6,25	6,28	6,92

2. *Calculul erorii cauzate de variaţia temperaturii mediului înconjurător.* Creşterea temperaturii aerului care înconjoară elementul elastic sensibil şi tubul capilar al termomanometrului provoacă o dilatare suplimentară a lichidului din ele. O parte din sporul de volum al lichidului se compensează prin creşterea de volum atît a capilarului, cît şi a elementului elastic şi cealaltă parte acţionează asupra elementului elastic, provocînd mărirea volumului său interior şi a săgeţii. Eroarea de temperatură exprimată în procente din intervalul scării termomanometrului, se determină pe baza raportului:

$$\delta = \frac{\Delta\lambda \cdot 100}{\lambda_p} = \frac{\Delta V_1 \cdot 100}{\Delta V_e} \tag{8}$$

$\Delta\lambda$ este încovoierea (cursa) elementului elastic, provocată de creşterea volumului ΔV_1;

$$\Delta V_1 = (V_k + V_e + 1{,}25\Delta V_e)\cdot(\beta_k - \beta_e)\cdot\Delta t_1 \tag{9}$$

V_k şi V_e reprezintă în mod corespunzător volumul interior al capilarului şi al elementului elastic;

$1{,}25\Delta V_e$ — valoarea creşterii de volum a elementului elastic sensibil (la încovoierea iniţială egală în mod obişnuit la montaj cu $0{,}25\lambda_p$), la o încovoiere de lucru în funcţie de variaţia temperaturii sondei;

Δt_1 — variaţia temperaturii mediului înconjurător;

$\beta_k - \beta_e$ — diferenţa dintre coeficienţii de dilataţie volumetrică ai materialului capilarului şi ai elementului elastic.

Inlocuind în (8) pe (9) şi (3) se obţine:

$$\delta = \frac{(V_k + V_e + 1{,}25\Delta V_e)(\beta_k - \beta_e)\cdot\Delta t_1\cdot 100}{V_t\cdot\Delta t\,(\beta - 3\alpha_t)} \tag{10}$$

Într-o formă generală formula (10) devine:

— pentru calculul unei erori de temperatură la limita superioară de măsurare

$$\delta = w\,\frac{(V_k + V_e + 1{,}25\ \Delta V_e)}{\Delta V_e}\ \%\ \text{şi} \tag{11}$$

— pentru calculul aceleiaşi erori la limita inferioară de măsurare

$$\delta = w\,\frac{(V_k + V_e + 0{,}25\Delta V_e)}{\Delta V_e}\ \%, \tag{12}$$

unde $w = (\beta - 3\alpha)\,\Delta t_1 \cdot 100$ (tabela 4).

Tabela 4

Denumirea lichidului	Coeficient de dilataţie cubică	Punct de congelare °C	Punct de fierbere °C	Valoarea coef. w	
				$\Delta t_1 =$ 10°C	$\Delta t_1 =$ 40°C
— Alcool amilic	0,00093	−117	131,5	0,089	3,560
— Anilină	0,00085	−6,2	184,2	0,081	3,240
— Acetonă	0,00131	−94,3	56,7	0,129	5,160
— Xilen	0,00101	−49,3	138,5	0,097	3,900
— Alcool metilic	0,00122	−97	64,7	0,118	4,720
— Penton	0,00160	−160	27,9	0,156	6,240
— Alcool propilic	0,00095	−127	96	0,091	3,640
— Mercur	0,000182	−38,87	356,7	0,0148	0,592
— Toluen	0,00109	−95,1	110,8	0,105	4,200
— Clor benzen	0,00108	−45,5	132	0,104	4,160
— Alcool etilic	0,00110	−114	78,3	0,106	4,240
— Bromură de etil	0,00137	−125	38	0,133	5,320
— Eter etilic	0,00163	−116,3	34,6	0,159	6,360

Din ecuaţia (10) se poate deduce că prin utilizarea mercurului se obţin erori de 5—7 ori mai mici decît în cazul altor lichide, acesta avînd coeficientul de dilatare volumetrică cel mai apropiat de al oţelului sau alamei. De asemenea, la lungimi mici de capilar sau la aparate fără capilar şi cu volum redus al elementului elastic erorile scad substanţial.

3. *Compensarea cu elemente bimetalice.* Această metodă se utilizează în cazul unor capilare scurte şi poate compensa numai variaţia temperaturii asupra elementului elastic. Elementul bimetalic se montează pe elementul elastic cu o încovoiere iniţială şi se calculează în aşa fel, încît mărimea încovoierii să compenseze valoarea deplasării $\Delta\lambda_e$ a capătului liber al elementului elastic, provocată de variaţia temperaturii mediului înconjurător.

Din relaţiile (3); (8) şi (10) se poate scrie:

$$\lambda_{tb} = \Delta\lambda_e = \lambda_p\,\frac{\Delta t_1\,(V_k + V_e + 0{,}25\ \Delta V_e)\cdot(\beta_k - \beta_e)}{\Delta V_e} \tag{13}$$

unde :

λ_{tb} — deplasarea capătului lamelei bimetalice.

4. *Compensarea cu inserţie de invar.* În capilar se introduce o sîrmă de invar astfel încît creşterea volumului de lichid să fie compensată prin majorarea cavităţii inelare formată între capilar şi sîrma de invar după ecuaţia :

$$\beta\cdot V_k\cdot\Delta t_1 - \beta\cdot V_s\cdot\Delta t_1=\beta_s\cdot V_k\cdot\Delta t_1-\beta_s\cdot V_s\Delta t_1 \quad (14)$$

β, β_s, β_k — coeficienţii de dilatare volumetrică ai lichidului, sîrmei şi capilarului

V_k, V_s — volumul interior al capilarului şi volumul sîrmei.

Considerînd că $\beta_s = 0$ pentru invar şi înlocuind raportul volumelor cu raportul diametrelor relaţia (14) se mai poate scrie :

$$\frac{D_s}{D_k}=\sqrt{1-\frac{\beta_k}{\beta}}=K_3 \quad (15)$$

Valorile orientative pentru o serie de coeficienţi uzuali sînt date în tabela 5. Ţinînd seamă de posibilităţile constructive şi de creşterea rezistenţelor hidraulice în tubul capilar această soluţie se aplică numai la valori maxime $K_3 = 0{,}86 \ldots 0{,}97$.

Tabela 5

Materialul capilarului	Coef. β_k (grad^{-1})	Lichidul utilizat	Coef. β (grad^{-1})
Oţel inoxidabil	$48\cdot10^{-6}$	Toluen	109.10^{-5}
Fier	$33\ldots36.10^{-6}$	Xilen	101.10^{-5}
Cupru	50.10^{-6}		
Alamă	$56{,}4\ldots60.10^{-6}$		

5. *Compensare cu sonde de volum variabil.* Dacă în sondă se introduce un element elastic suplimentar (silfon, capsulă) acesta poate prelua o parte din variaţia de volum cauzată de variaţia temperaturii mediului. Se va avea în vedere că în acest caz eroarea este direct proporţională cu rigiditatea acestui element elastic suplimentar.

6. *Utilizarea sistemelor termice paralele cu acţiune inversă.* Teoretic erorile de temperatură ale sistemului termic principal şi a celui de compensare trebuie să fie egale şi conform relaţiei (12) se poate scrie :

$$\frac{V_{k1}+V_{e1}+0{,}25\Delta V_{e1}}{\Delta V_{e1}}=\frac{V_{k2}+V_{e2}+0{,}25\Delta V_{e2}}{\Delta V_{e2}} \quad (16)$$

Pentru o compensare perfectă ar trebui ca $V_{k1} = V_{k2}$, $V_{e1} = V_{e2}$, $\Delta V_{e1} = \Delta V_{e2}$, ceea ce este greu de realizat practic. Trebuie avut în vedere că această soluţie scumpeşte costul aparatului.

7. *Calculul termomanometrelor cu gaze şi presiune de vapori.* La aceste aparate relaţia de calcul este dată de legea

$$p = \frac{R}{V}T \quad (17)$$

Considerînd volumul sondei, capilarului şi elementului elastic constant pentru un interval de temperatură se poate scrie

$$\frac{p_2 - p_1}{p_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (18)$$

Volumul de gaz necesar în sondă este dat de relaţia

$$V = \frac{R_1 T_1}{p_1} = R\frac{T_2 - T_1}{p_2 - p_1} \quad (19)$$

Ipoteza gazului perfect nu poate fi simultană cu cea a volumului constant şi mai cu seamă la temperaturi joase şi presiuni ridicate se utilizează ecuaţia Van der Waals

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(V - b) = \mathrm{RT} \quad (20)$$

unde a şi b sînt constantele Van der Waals pentru gaze.

La termomanometrele umplute cu gaze pentru compensarea variaţiei temperaturii mediului se utilizează elemente bimetalice. În cazul utilizării vaporilor saturaţi, dacă sonda este bine determinată pentru ca pe întreg domeniul de temperatură suprafaţa de separaţie între lichidul volatil şi vapori să se afle în interiorul sondei nu este necesară o compensare a variaţiei temperaturii mediului. Totuşi la aceste aparate firmele constructoare indică o corecţie dacă sonda se găseşte la o diferenţă de nivel, deasupra sau dedesubtul aparatului de peste 1 m. Valoarea corecţiei este proprie tipului constructiv respectiv.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Considine, M. D.* Process Instruments and Control Handbook Mc. Graw—Hill Book Co, New York, 1957.

[2] *Hampton, B. F.* şi *Browning, D.* Temperature measurment in distribution transformers, Electr. Times, 152, nov. 1967, Anglia.

[3] *Nelson, R.* Temperature measurment by Filled System Instruments and Control Systems, mai 1961.

[4] *Niedung, H.* Der Temperaturregler ohne Hilfsenergie mit Flüssigkeitfüllung. În : Feingeräte Technik, martie 1969.

[5] *Miftakov,* E. Z. K vaprosu razrabotki vîscotemperaturnîi manometriceskih termomanometrov. În : Izmeritelnaia tehnica, mai 1970.

[6] *Gramberg,* A. Technische Messungen. Springer Verlag Berlin Heidelsberg—New York, 1967.

CZ 621.928.484

Unele consideraţii teoretice privind îmbunătăţirea parametrilor funcţionali ai meselor vibrante cu amortizor (PG. 1)

Dr. ing. Gheorghe S. PANĂ – Institutul de construcţii – Bucureşti

Una dintre preocupările actuale ale tehnicii moderne este utilizarea vibraţiilor de rezonanţă în procesele de compactare a elementelor prefabricate din beton [5, 6], în procesele de cernere a materialelor [7, 8], în procesele de transport al materialelor etc.

În procesele de compactare a elementelor prefabricate din beton orientarea actuală este folosirea vibraţiilor orizontale în zona de rezonanţă, fapt care impune o tratare deosebită la proiectarea şi executarea maşinilor de rezonanţă [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Experienţele efectuate de către firme specializate din U.R.S.S., R.F.G., Suedia au condus la obţinerea unor rezultate valoroase pentru industria de prefabricate [2, 3, 4].

Dintre avantajele mai importante pe care le prezintă mesele vibrante de rezonanţă cu amortizor, faţă de cele cu vibraţii pe verticală sau circulare, se menţionează :

— putere specifică instalată mai mică (sub 1 kW/tona de beton);

— elementele de construcţii prefabricate din beton armat şi beton precomprimat nu mai fisurează în zona armăturilor în perioadele de regim tranzitoriu;

— accelerarea procesului de compactare datorită energiei specifice de lovire mai mare, ca urmare a forţelor mari de accelerare ce iau naştere ;

— distribuţie mai uniformă a intensităţii amplitudinii pe suprafaţa organului de lucru datorită masei de amortizare (masa suplimentară) ;

— durabilitate mai mare datorită legăturilor elastice dintre organul de lucru şi generatorul de vibraţii ;

— greutatea electromagneţilor de fixare a formei este mai mică, deoarece forma nu mai este ridicată pe vertical şi intervine şi frecarea dintre tipar şi organul de lucru.

I. *Stabilirea condiţiei de funcţionare în regim de rezonanţă (caracteristică liniară)*

Pentru a stabili această condiţie, se adoptă modelele mecanice şi schemele constructive de principiu (figurile 1 şi 2) elaborate de autor [6], care vor fi analizate în două etape, şi anume :

a) fără masa suplimentară (m_3) ;

b) cu luarea în consideraţie a masei suplimentare (amortizorul).

a) *Fără masa suplimentară.* Pentru cazul considerat, ecuaţiile diferenţiale de mişcare în vibraţie liberă sînt :

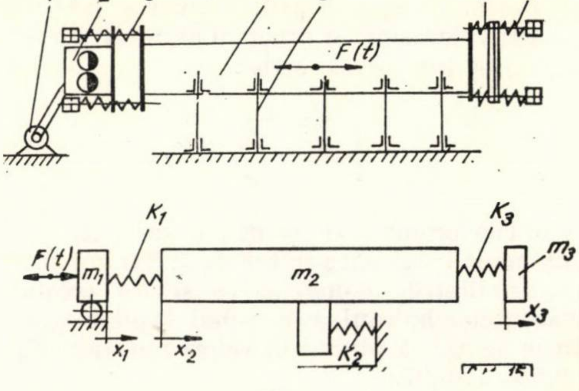


Fig. 1

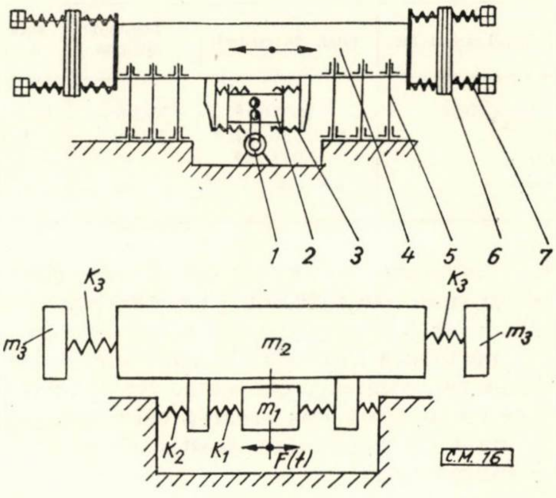


Fig. 2

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \qquad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + k_2x_2 = 0,$$

care admit soluţii de forma :

$$x_1 = A_1 \sin(pt + \varphi)$$

$$x_2 = A_2 \sin(pt + \varphi) \qquad (2)$$

Derivînd succesiv soluțiile (2) pînă la ordinul doi și înlocuind în sistemul de ecuații diferențiale (1), se obține un sistem liniar de două ecuații cu necunoscutele A_1 și A_2. Dezvoltînd determinantul format cu ajutorul coeficienților necunoscutelor, se obține o ecuație a pulsațiilor de gradul doi în p^2, de forma :

$$p^4 - p^2\left(\frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1}{m_2}+\frac{k_2}{m_2}\right)\frac{k_1\cdot k_2}{m_1\cdot m_2} = 0, \qquad (3)$$

sau

$$y^2 - by + c = 0 \qquad (4)$$

unde :

$$p^2 = y\,;\; b = \frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1+k_2}{m_2} \text{ și } c = \frac{k_1\cdot k_2}{m_1\cdot m_2}$$

Rădăcinile ecuației (4) sînt :

$$y_{1,2} = \frac{1}{2}\left[\frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1+k_2}{m_2} \pm \right.$$

$$\left. \pm \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1+k_2}{m_2}\right)^2 - 4\,\frac{k_1\cdot k_2}{m_1\cdot m_2}}\,\right] \qquad (5)$$

sau punînd :

$$\sqrt{\frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1+k_2}{m_2}\right)^2 - 4\,\frac{k_1\cdot k_2}{m_1\cdot m_2}}} = u\,;$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1}+\frac{k_1+k_2}{m_2}\right)} = W,$$

avem :

$$p_1 = W + u\,;\; p_2 = W - u \qquad (6)$$

Condiția analitică de funcționare în zona de rezonanță, va fi :

$$p_1 = \omega\,;\; p_2 = \omega \qquad (7)$$

Introducînd noțiunea de reglare, care reprezintă raportul dintre pulsația forței excitatoare și pulsațiile parțiale ale sistemului, vom avea :

$$q_{1r} = \frac{\omega}{p_1}\,;\; q_{2r} = \frac{\omega}{p_2} \qquad (8)$$

b) *Luarea în considerație a masei suplimentare* (m_3). Ecuațiile diferențiale de mișcare, în vibrație liberă, au forma :

$$\begin{aligned} &m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ &m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + k_2x_2 + k_3(x_2 - x_3) = 0 \qquad (9) \\ &m_3\ddot{x}_3 + k_3(x_3 - x_2) = 0 \end{aligned}$$

Admițînd soluții de forma :

$$x_i = A_i \sin(pt + \varphi)\,;\; i = 1,2,3 \qquad (10)$$

și dezvoltînd determinantul sistemului liniar rezultat, se obține o ecuație a pulsațiilor de forma :

$$ax^3 + bx^2 + cx + d = 0 \qquad (11)$$

Rădăcinile ecuației (11) sînt :

$$x_1 = y_1 - \frac{b}{3a}\,;\; x_2 = y_2 - \frac{b}{3a}\,;\; x_3 = y_3 - \frac{b}{3a} \qquad (12)$$

Folosind relația (12) se obțin cele trei pulsații ale modelului mecanic considerat, de forma :

$$p_1' = \sqrt{y_1 - \frac{b}{3a}}\,;\; p_2' = \sqrt{y_2 - \frac{b}{3a}}\,;$$

$$p_3' = \sqrt{y_3 - \frac{b}{3a}} \qquad (13)$$

În acest caz, condițiile analitice de funcționare în zona de rezonanță sînt :

$$p_1' = \omega\,;\; p_2' = \omega\,;\; p_3' = \omega \qquad (14)$$

iar rapoartele de reglare corespunzătoare au forma :

$$q_{1r} = \frac{\omega}{p_1'}\,;\; q_{2r} = \frac{\omega}{p_2'}\,;\; q_{3r} = \frac{\omega}{p_3'} \qquad (15)$$

Curbele de rezonanță ale modelului mecanic considerat, în funcție de raportul de reglare, pentru amortizare nulă, sînt reprezentate în figura 3.

În ce privește poziția masei suplimentare (m_3), autorul [6] stabilește analitic că ea joacă rol de amortizor a vibrațiilor elastice longitudinale și favorizează eliminarea răspîndirii neegale a eforturilor pe lungimea organului de lucru, fapt care conduce la reducerea diferenței suplimentare a amplitudinilor. De asemenea, autorul [6] stabilește valorile amplitudinilor A_i ($i = 1, 2, 3$) din ecuațiile de mișcare ale unui sistem vibrator compus din trei mase (m_1, m_2, m_3), cu luarea în considerație a oscilațiilor longitudinale.

Același autor [6], reprezentînd grafic funcțiile A_i ($i = 1, 2, 3$), stabilește zona de lucru a sistemului vibrator cu trei mase și condiția analitică ($p_3 < p_1$) ce se impune a fi respectată ;

pentru ca masa suplimentară (m_3) să joace rolul de amortizor. În caz contrar ($p_3 > p_1$) masa suplimentară (m_3) va juca rolul de excitator, situație care trebuie evitată.

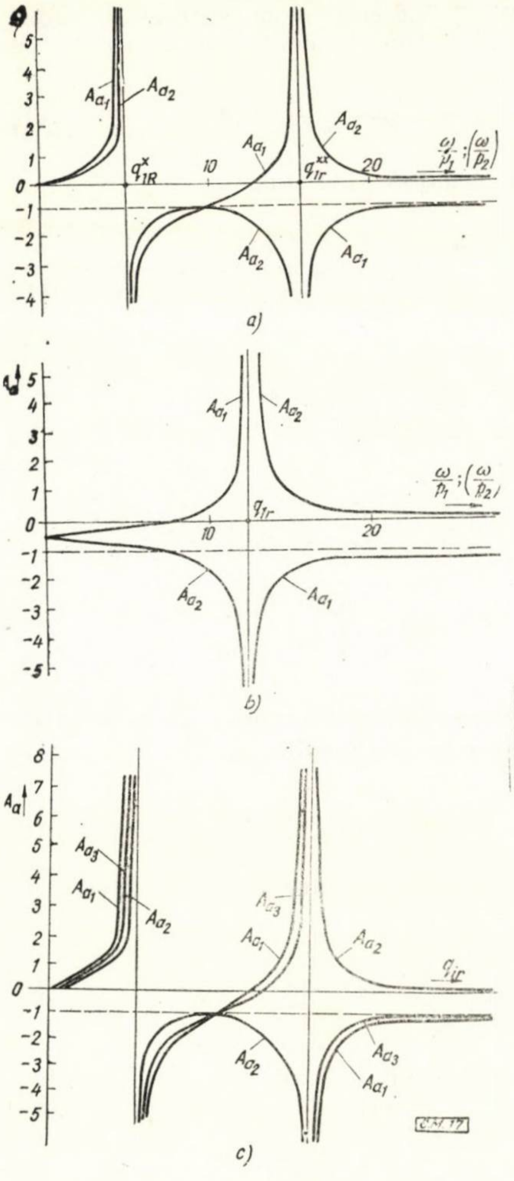


Fig. 3

II. *Construcție, funcționare, utilizare*

În figura 4 este reprezentată în două proiecții, schema constructivă de ansamblu a unei mese vibrante cu amortizor, care lucrează în regim de rezonanță și funcționează astfel: mișcarea de la motorul *1*, prin intermediul unei transmisii cu curele trapezoidale 2 și a unei transmisii cardanice *10*, ajunge la sincronizatorul-vibrator *3* (adoptate perechi pentru evitarea pericolului de deviere laterală). Sincronizatorul-vibrator, prevăzut cu două perechi de mase excentrice *15* produce vibrații dirijate pe orizontală și le transmite plăcii *12*, care este prevăzută cu orificii de trecere a tijelor filetate *4*. De la placa *12*, prin intermediul sistemului de arcuri elicoidale *5*, vibrațiile sînt transmise organului de lucru *6* pe care se montează forma încărcată cu masa de beton ce trebuie compactată. Masa suplimentară (m_3), care are rol de amortizor, se atașează organului de lucru *6* sub forma unor plăci *8*, prevăzute cu orificii de trecere a tijelor sistemului de arcuri elicoidale *7*. Rezemarea mesei vibrante se face pe sistemul elastic *9* compus din arcuri lamelare fixate la organul de lucru *6* și pe o fundație de beton.

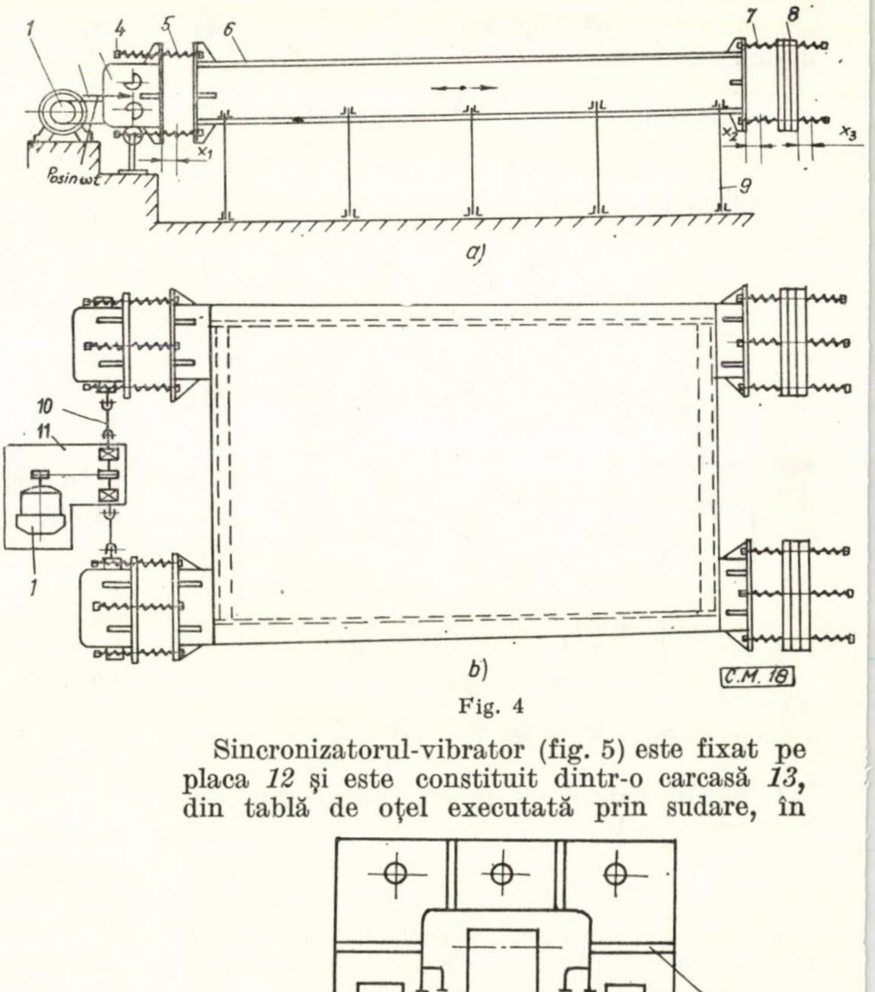


Fig. 4

Sincronizatorul-vibrator (fig. 5) este fixat pe placa *12* și este constituit dintr-o carcasă *13*, din tablă de oțel executată prin sudare, în

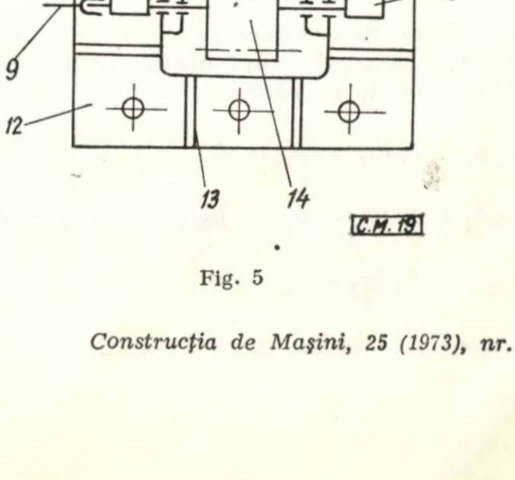


Fig. 5

interiorul căreia se montează o pereche de roţi dinţate *14*. Pe capetele arborilor, pe care sînt fixate roţile dinţate *14*, se montează în opoziţie două perechi de excentrice *15*.

Organul de lucru *6* este o construcţie metalică foarte rigidă, din tablă de oţel şi profile laminate, realizată prin sudare.

În studiile publicate de autorul [10] se menţionează că, una din problemele deosebit de importante ce trebuie avută în vedere la proiectarea şi construirea mesei vibrante de rezonanţă este alegerea raportului maselor vibratoare $\frac{m_1}{m_2}$, pentru asigurarea unei funcţionări stabile a sistemului, adică menţinerea unor valori constante a intensităţii amplitudinilor şi frecvenţelor vibraţiilor.

Este cunoscut că, în timpul procesului de lucru, masa m_2 variază în limite largi datorită diverselor tipuri de elemente prefabricate ce trebuie executate, şi în consecinţă va varia şi raportul $\frac{m_2}{m_1}$, respectiv pulsaţia proprie a întregului sistem.

Cercetările experimentale efectuate au arătat că, cu cît dependenţa pulsaţiei proprii a sistemului (p) va fi mai mică faţă de raportul $\frac{m_2}{m_1}$, cu atît funcţionarea va fi mai stabilă. Autorii [2, 3, 4] menţionează că la sistemele de rezonanţă funcţionarea stabilă se obţine pentru $\frac{m_2}{m_1} > 6$, şi stabilesc că pentru capacitatea de încărcare a mesei de 8 t raportul $\frac{m_2}{m_1} = 9$ iar pentru o capacitate de 4 t raportul $\frac{m_2}{m_1} = 5$.

Din calculele statistice efectuate de autorul [5] s-a stabilit că:

$$c_m = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{16}; \quad c_m = \frac{m_1}{m_2}$$

Valorile mai mari conduc la amplitudini excesiv de mari ale sincronizatorului-vibrator *3*, şi impune luarea unor măsuri severe de dimensionare, de tehnologie, de prelucrare şi de montare a pieselor componente.

Pentru mese vibrante de rezonanţă cu capacităţi portante mai mari, se recomandă a se adopta valori mai mici ale coeficientului c_m (exemplu pentru masa vibrantă de rezonanţă cu capacitatea portantă de 50 t de construcţie sovietică s-a adoptat $c_m = \frac{1}{16}\Big)$.

În ce priveşte sistemul de acţionare a meselor vibrante de rezonanţă pot fi adoptate două variante:

a) motor electric asincron;

b) motor electric de curent continuu, pe sistemul generator-motor.

Motorul electric asincron prezintă unele neajunsuri, dintre care se menţionează alunecarea mărită a rotorului şi acceleraţie mare a excentricelor la pornire. Aceste neajunsuri conduc la scurtarea duratei de serviciu a înfăşurării şi a sincronizator-vibratorului.

Acţionarea mesei vibrante de la un motor de curent continuu care lucrează pe sistemul generator-motor, reprezintă soluţia cea mai bună. Acest sistem permite să se regleze pulsaţia vibraţiilor forţate în aşa fel ca ele să coincidă valoric cu pulsaţia vibraţiilor proprii ale sistemului, sistem care se modifică corespunzător încărcării mesei vibrante.

Folosirea motorului de curent continuu permite totodată o pornire lină a sincronizator-vibratorului, prin reglarea tensiunii de alimentare, şi deci diminuarea sau evitarea şocurilor în sistemul de acţionare şi în sistemul de producere a vibraţiilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* Teoria vibraţiilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[2] *Komissarcik, N. A.* Stroitelnie i dorojnie maşinî, nr. 5, 1967.

[3] *Krakinovskii, L. M.* Stroitelnie i dorojnie maşinî, nr. 3, 1969.

[4] *Novoseliskii*, P. I. Stroitelnie i dorojnie maşinî, nr. 3, 1969.

[5] *Pană, Gh. S.* Revista construcţiilor şi a materialelor de construcţii, nr. 12, 1968.

[6] *Pană, Gh. S.* Revista construcţiilor şi a materialelor de construcţii, nr. 4, 1969.

[7] *Pană, Gh. S.* Revista construcţiilor şi a materialelor de construcţii, nr. 2, 1970.

[8] *Pană, Gh. S.* Buletinul ştiinţific al Institutului de Construcţii Bucureşti, nr. 4, 1970.

[9] *Pană, Gh. S.* Buletinul ştiinţific al Institutului de Construcţii Bucureşti, nr. 1—2, 1971.

[10] *Pană, Gh. S.* Buletinul ştiinţific al Institutului de Construcţii Bucureşti, nr. 3, 1972.

CZ 621.181.02 : 539.319

Metoda de verificare a tamburelor şi colectoarelor cazanelor de abur la deformaţii plastice*)

Ing. Mihai POP şi ing. Gavril TARDOŞ–ICENERG–Bucureşti

Piesele cele mai solicitate ale unui cazan de abur sînt tamburele şi colectoarele sale. În timpul funcţionării cazanului, în pereţii acestor recipiente apar eforturi care se pot determina cu relaţia [11]:

$$\sigma_{Rg} = \sqrt{3}\, p\delta \frac{u^2}{u^2 - 1} \tag{1}$$

unde:

$\delta = 1$, pentru porţiunile negăurite ale peretelui;

$$\delta = \frac{u^2 + 1}{\sqrt{3}\;u^2}\sqrt{f^2(\alpha_p + \psi\alpha_i)^2 + \left(3\frac{u^2 - 1}{u^2 + 1}\right)},$$ pentru

porţiunea de racord a unor ţevi în colector (tambur).

În punctele în care efortul (σ_{Rg}) depăşeşte limita de curgere a materialului, apare o zonă de plastifiere, a cărei grosime în direcţia razei găurii se calculează cu relaţia [11]y:

$$g = c - a = a/\exp\frac{1}{2}\left(\sqrt{3}\frac{p}{\sigma_C}\cdot\frac{u^2}{u^2 - 1}\,\delta - 1\right) - 1 \tag{2}$$

Pentru a nu periclita siguranţa în funcţionare a recipientului, această grosime nu trebuie să depăşească o anumită limită.

Articolul îşi propune determinarea unor relaţii de verificare şi, respectiv de dimensionare, a colectoarelor (tamburelor) unui cazan de abur care să ţină seamă de acest fenomen.

1. *Condiţii de delimitare a stării elasto-plastice*

Spre deosebire de o bară solicitată dincolo de limita de curgere, în peretele unui tub supus la presiune interioară pot coexista starea elastică ($D_{p1} \leqslant D \leqslant D_e$) şi cea plastică ($D_{p1} > D \geqslant D_i$) [3,11] – numită stare elasto-plastică. Condiţiile de delimitare a acestei stări de cea complet plastică (inadmisibilă în pereţii recipienţilor cazanelor de abur), sînt de două feluri: referitoare la eforturi şi, respectiv, la deformaţii.

După Hencky [1, 3, 4], valoarea eforturilor dintr-un material nu poate depăşi teoretic limita de curgere şi deci, suma valorii efortului redus elastic şi de pretensionare trebuie să fie egală cu limita de curgere a materialului:

$$\sigma_{R\,el} - /\sigma_{RP}/ = \sigma_C \tag{3}$$

Pentru ca în peretele tubului să nu se producă starea complet plastică, efortul de pretensionare (σ_{RP}) nu trebuie să depăşească limita de curgere:

$$\sigma_{RP} \leqslant \sigma_C \tag{4}$$

O altă condiţie de delimitare (referitoare la valoarea deformaţiilor admisibile) este cea cerută de Siebel [3]:

$$\varepsilon_{pl} \leqslant 0{,}2\% \tag{5}$$

şi formulată astfel: valoarea alungirii remanente să nu depăşească 0,2%.

Verificarea concordanţei dintre cele două condiţii se poate face doar prin încercări.

2. *Deformaţiile materialului în starea elasto-plastică*

Valoarea alungirii relative în stare elasto-plastică se calculează cu relaţiile Hencky [3]:

$$\varepsilon_R = \frac{1 + \varphi}{E}\sigma_R \tag{6}$$

unde:

$$1 + \varphi = \frac{c^2}{r^2}$$

Alungirea relativă este maximă la peretele interior, unde $r = a$ şi $\sigma_R = \sigma_C$ (fig. 1):

$$\varepsilon_R = \frac{c^2}{a^2}\;\frac{\sigma_C}{E} \tag{7}$$

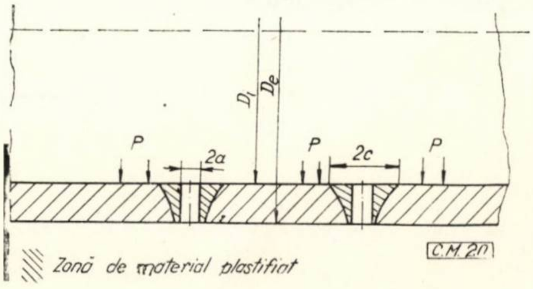


Fig. 1

---

* Versiune prescurtată a materialului prezentat la Sesiunea ştiinţifică a Institutului Politehnic – Bucureşti, iunie, 1971.

** Lucrarea este continuarea articolului „Zone de material plastifiat în tamburele şi colectoarele cazanelor de abur" de aceiaşi autori, apărut în nr. 12/1971 al revistei Construcţia de Maşini.

Alungirea elastică maximă are valoarea:

$$\varepsilon_{el} = \frac{\sigma_C}{E} \tag{8}$$

Valoarea alungirii remanente rezultă:

$$\varepsilon_{pl} = \varepsilon_R - \varepsilon_{el} = \frac{\sigma_C}{E}\left(\frac{c^2}{a^2} - 1\right). \tag{9}$$

Dacă în relaţia (9) se introduce valoarea razei de plastifiere — *c* — din (2) şi se aplică condiţia Siebel (5), rezultă prima condiţie restrictivă pentru presiunea dintr-un colector (tambur):

$$p \leqslant \frac{\sigma_C}{\sqrt{3}\ \delta}\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\ln\left[e\left(\frac{0{,}002\,E}{\sigma_C} + 1\right)\right] \tag{10}$$

3. *Eforturile de pretensionare în starea elasto-plastică*

Prin detensionarea unui sistem în stare elasto-plastică se formează eforturi de pretensionare (remanente) atît în zona plastică cît şi în cea elastică. Aceste eforturi au fost calculate pentru cazul unui tub supus la presiune interioară de Ulrich [1], [3] funcţie de grosimea materialului plastifiat. Aplicînd relaţiile din [3], pentru cazul găurii din mantaua recipientului (cazul la limită cînd diametrul exterior al tubului tinde la infinit), efortul remanent din zona plastică are expresia:

$$\sigma_{RP\,pl} = \sigma_C\left[1 - \frac{a^2}{r^2}\left(1 + 2\ln\frac{c}{a}\right)\right] \tag{11}$$

Valoarea maximă apare la peretele interior ($r = a$):

$$\sigma_{RP} = -2\,\sigma_C \ln\frac{c}{a} \tag{12}$$

Dacă în relaţia (12) se înlocuieşte valoarea razei de plastifiere — *c* — din (2) şi se aplică condiţia Hencky (4) se obţine o altă condiţie restrictivă pentru presiunea din tambur (colector):

$$p \leqslant 2\,\frac{\sigma_C}{\sqrt{3}\ \delta}\left(1 - \frac{1}{u_2}\right) \tag{13}$$

Condiţiile deduse (10) şi (13), determină presiunile maxime care nu periclitează funcţionarea sigură a recipientelor cazanului, solicitările rămînînd în domeniul elasto-plastic.

Echivalenţa celor două condiţii ar fi satisfăcută, dacă:

$$0{,}002\,E = \sigma_C\,(e - 1).$$

4. *Formule de dimensionare ale tamburelor (colectoarelor)*

Dacă în relaţiile (10) şi (13) se înlocuieşte $u = D_e/(D_e - 2\,s)$ se pot deduce formule de dimensionare care ţin seamă de deformaţiile elasto-plastice ale recipientelor sub presiune ale cazanelor de abur:

$$s = \frac{D_e}{2}\left[1 - \sqrt{1 - 0{,}855\,\delta\frac{p}{\sigma_C}}\right] \tag{14}$$

$$s = \frac{D_e}{2}\left[1 - \sqrt{1 - 1{,}71\delta\,\frac{p}{\sigma_C}\ln^{-1}\mathrm{e}\cdot\left(\frac{0{,}002\,E}{\sigma_C} + 1\right)}\right] \tag{15}$$

În aceste formule valoarea coeficientului δ se ia conform relaţiei (1); pentru calcule aproximative se pot folosi relaţiile:

$\delta = \alpha_p + \psi\alpha_t$, pentru tambure;
$\delta = 0{,}85\,(\alpha_p + \psi\alpha_t)$, pentru colectoare;
$\delta = 1$, pentru ţevi cu peretele negăurit.

Pentru comparare, s-a dat mai jos formula de dimensionare a ţevilor şi colectoarelor după [7], [10]:

$$s = \frac{D_e}{2\,\dfrac{\sigma_C}{S}\,\dfrac{V}{p} + 1} \tag{16}$$

unde:

S este coeficient de siguranţă;
V — coeficient de slăbire.

În relaţiile (2), (14—16), valoarea efortului (σ_c) se ia egală cu limita de curgere la temperatura de lucru ($\sigma_{0,1}$) pentru recipientele care funcţionează sub 350°C, iar la cele care funcţionează peste această temperatură se ia limita de fluaj (exemplu: $\sigma_{1/100\,000}|$) la temperatura de lucru [17], [10].

5. *Exemplu de calcul*

S-a determinat valoarea grosimii materialului plastifiat din tamburul principal (*TP*), separator (*TS*) şi din colectorul final al supraîncălzitorului (*CSî*) unui cazan PK—10—p [12] la proba hidraulică şi după 100 000 ore de funcţionare la presiunea nominală, grosimea necesară a peretelui, după formula sovietică, formula (16) şi după cele propuse (14), (15), precum şi presiunile admisibile conform relaţiilor (10), (13). Rezultatele sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Mărimea	Formula	Unitatea de măsură		Valoarea	
			TP	TS	CSI
materialul			22 K	22 K	15 XM
p_n		kgf/mm²	1,09	1,09	1
$p_{probă}$		kgf/mm²	1.65	1,65	1,65
D_e		mm	1 470	1 030	325
a		mm	16	32	16
$g_{probă}$	(2)	mm	6,1	6	0
$g_{100\,000}$ h	(2)	mm	6,1	6,4	1,7
s	sovietică	mm	85	65	50
s	(16)	mm	79	56	23,5
s	(14)	mm	61	44	22
s	(15)	mm	60	43	20
p	(10)	kgf/mm²	1,45	1,53	2,24
$P_{probă}$	(13)	kgf/mm²	1,40	1,48	1,96

6. *Concluzii*

Se prezintă formule noi de proiectare și verificare a grosimii peretelui tamburelor și colectoarelor cazanelor, care țin seamă de starea elasto-plastică formată în punctele lor cele mai solicitate. Din exemplul de calcul se vede că din punctul de vedere al deformațiilor plastice partea cea mai solicitată a cazanului la o funcționare îndelungată este tamburul, deci mai ales acesta trebuie dimensionat pe baza relațiilor deduse în acest articol.

Simboluri

σ (kgf/mm²) — efort
ε % — alungire specifică
p (kgf/mm²) — presiunea interioară
D (mm) — diametrul cilindrului
s (mm) — grosimea peretelui cilindrului
$u = D_e/D_i$ — raportul diametrelor cilindrului
a (mm) — raza interioară a găurii
r (mm) — raza curentă a găurii
c (mm) — raza de plastifiere
g (mm) — grosimea de material plastifiat
f — factor de echivalare
ψ — factor de mărire al efortului tangențial datorită ovalității recipientului
δ — concentrator global de efort
α — concentrator de efort
E (kgf/mm²) — modul de elasticitate

Indici

R — redus
P — pretensionare
e — exterior
i — interior
el — elastic
pl — plastic
t — tangențial
r — radial
z — axial
g — gaură
lim — limită
c — la raza c
p — datorită presiunii
t — datorită încălzirii
n — nominal
C — curgere

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ulrich*, E. Beitrag zur Berechnung hochbelasteter Kessel — und Überhitzerröhre. B.W.K., 18, nr. 7, 1966.

[2] *Gheorghiu, St., Pop, M., Tardos, G.* Viteze admisibile de încălzire la cazanele cu circulație naturală. În : Energetica XIX, 1971, nr. 12, decembrie.

[3] *Ulrich*, E. Über die Grundlagen der Festigkeitsrechnung in Dampfkessel. Behälter und Rohrleitungsbau unter Berücksichtigung des Fliessverhaltens der Werkstoffe. Mitt. der VGB, nr. 78, 79, 1962.

[4] *Buzdugan, G.* Rezistența materialelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1970.

[5] *Bezuhov, N. I.* Teoria elasticității și plasticității. București, Editura tehnică, 1957.

[6] *Kuhlmann, A.* Spannungsverhältnisse beim An — und Abfahrvorgang in Trommeln von Wasserrohrkesseln. Mitt. der VGB, nr. 101, 1966.

[7] *Lobschied*, H. Babcock Handbuch. Vulkan Verlag, Essen 1965.

[8] *Timoshenko, S.* Teoria plăcilor plane și curbe. București, Editura tehnică, 1968.

[9] *Henjes, G.* Spannungsverhältnisse an zwei Kesseltrommeln und einem Uberhitzersammler sowie deren Einflus auf die künftige Betriebsweise. Mitt der VGB, 5.

[10] *Schwaigerer, S.* Festigkeitsberechnung von Bauele — menten des Dampfkessel. Behälter und Rohrleitungsbaues, Berlin, Springer Verlag, 1961.

[11] *Pop, M., Tardoș, G.* Zone de material plastifiat în tamburele și colectoarele cazanelor de abur. În : Construcția de mașini, nr. 12, 1972.

[12] * * * Pasport parovovo kotla PK—10—p, MTM, 1952.

CZ 621.827.1/.2

Asupra mecanismului cu manivelă şi bielă-cremalieră

Conf. ing. Enric SILIANU - Institutul politehnic - Braşov

Mecanismul cu manivelă şi bielă-cremalieră (MBC — fig. 1 — este utilizat în construcţia de maşini în special ca mecanism al mişcării principale la unele maşini unelte de mortezat dantura cu cuţit roată — fig. 2 — ca de exemplu: Lorenz (R.F.G), Y54 Typ 462 R. S. China, Demm SRI 220 Italia.

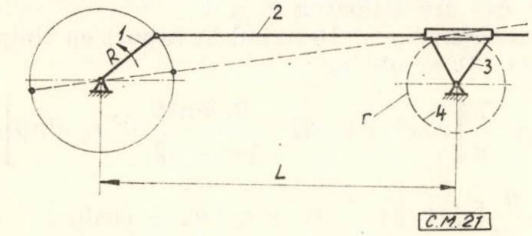


Fig. 1

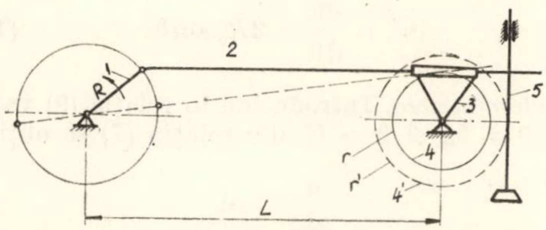


Fig. 2

Mecanismul MBC este prezentat în mai multe lucrări [1], [2], [3], analizat grafic [5], dar în nici una dintre acestea nu i se face o analiză cinematică analitică, ce să permită stabilirea relaţiilor cu care să se calculeze viteza şi acceleraţia elementului condus. Este ceea ce ne propunem să facem în această lucrare, stabilind totodată avantajele şi deficienţele acestui mecanism în cazul principalei sale utilizări actuale.

1. *Funcţionarea şi structura*

Funcţionarea mecanismului MBC reiese din reprezentarea schematică din figura 2. Se observă că element conducător este manivela *1* iar biela *2*, avînd dantura unei cremaliere, imprimă roţii dinţate *4* o mişcare de oscilaţie alternativă. Elementul *3* are rolul de a ghida biela-cremaliera *2* şi a asigura astfel închiderea cuplei cinematice superioare formată de elementele *2* şi *4*. Roata dinţată *4'*, solidară cu *4*, imprimă o mişcare de translaţie rectilinie alternativă suportului portsculă *5*, prevăzut cu dantură de cremalieră.

Schema structurală a acestui mecanism, care conţine şi două cuple superioare este dată în figura 3, *a* iar schema structurală a mecanismului echivalent, ce are numai cuple inferioare, este dată în figura 3, *b*. Rezultă că mecanismul studiat este un mecanism plan de familia III-a cu trei diode.

La majoritatea soluţiilor constructive ce folosesc schema din figura. 2 se ia $r_4 = r'_4 = r$ respectiv $z_4 = z'_4 = z$ astfel că viteza v de deplasare a suportului port-sculă 5 este identică cu viteza periferică a roţii *4*. Din această cauză, în cele ce urmează, se va studia numai mecanismul format din elementele 1—2—3—4.

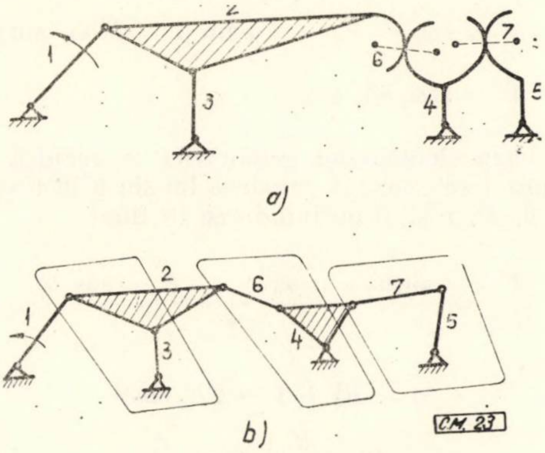


Fig. 3

2. *Analiza cinematică*

Pentru analiza cinematică se va utiliza schema din fig. 4. Rezultă:

$$v = r \cdot \omega_4$$

unde v — viteza de deplasare liniară a suportului portsculă.

2.1. *Poziţiile extreme*. Din figură rezultă că poziţiile extreme ale manivelei 1 pentru care

$$\omega_4 = 0 \text{ şi deci şi } v = 0$$

sînt definite de unghiurile

$$\theta = \theta_0 \text{ şi } \theta = \theta_0 + \pi$$

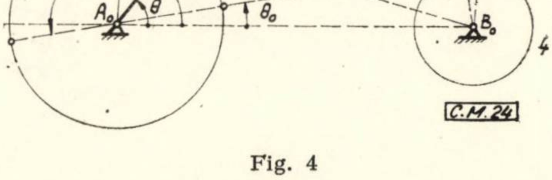


Fig. 4

unde :

$$\theta_0 = \arc \sin \frac{r}{L} \qquad (1)$$

2.2. *Cursa elementului condus.* Din figură rezultă :

— pentru mecanismul din figura 1 cursa unghiulară

$$\Delta \varphi_4 = \frac{2R}{r_4}$$

— pentru mecanismul din figura 2 cursa liniară

$$H = 2R$$

2.3. *Viteza V.* Pentru determinarea vitezei căutate V se utilizează metoda proiecţiilor. Se poate astfel scrie pe baza schemei din figura 4

$$V = r\omega_4 = V_B = V_A \sin\beta = R\cdot\omega_1 \sin\beta$$

$$V = R\omega_1 \sin\beta \qquad (2)$$

Pe baza elementelor geometrice ce rezultă din figura 4 se exprimă valoarea lui sin β în funcţie de θ, R, r şi L obţinîndu-se în final ;

$$\frac{V}{R\omega_1} = \frac{\sin\theta\sqrt{u - r_0^2} + r_0(R_0 - \cos\theta)}{u} \qquad (3)$$

unde

$$u = R_0^2 + 1 - 2R_0\cos\theta \qquad (4)$$

$$R_0 = \frac{R}{L} \text{ şi } r_0 = \frac{r}{L} \qquad (5)$$

Valori particulare ale vitezei V

Viteza zero. Este evident (fig. 4) că pentru

$$\theta = \theta_0 \text{ şi } \theta = \theta_0 + \pi \qquad (6)$$

rezultă $\beta = 0$ şi deci şi $V = 0$

Aceasta se verifică şi analitic introducînd în relaţia (3) valorile 6 cînd se va obţine $\frac{V}{R\omega_1} = 0$

Viteza maximă şi minimă. Din figura 5 se observă că :

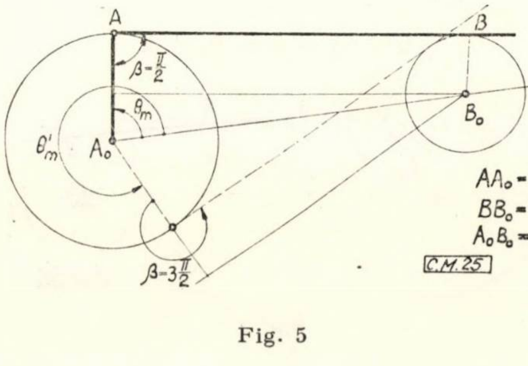


Fig. 5

pentru $\theta = \theta_m$ şi $\theta = \theta'_m$

$$\text{unde } \cos\theta_m = R_0 - r_0 \text{ şi } \cos\theta'_m = R_0 + r_0 \qquad (7)$$

$$\left.\begin{aligned} &\text{rezultă } \beta = \frac{\pi}{2} \text{ şi } \frac{V_{\max}}{R\omega_1} = 1 \\ &\text{respectiv } \beta = \frac{3\pi}{2} \text{ şi } \frac{V_{\min}}{R\omega_1} = -1 \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Coeficientul vitezelor extreme $C_v = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ în acest caz are valoarea $c_v = 1$

2.4. *Acceleraţia a.* Derivînd în raport cu timpul relaţia (3) se obţine :

$$\frac{a}{R\omega_1^2} = \frac{1}{u}\left[\cos\theta\cdot\sqrt{u - r_0^2} + \frac{R_0\sin^2\theta}{\sqrt{u - r_0^2}} + r_0\sin\theta\right] - \frac{u'}{u^2}\left[\sin\theta\cdot\sqrt{u - r_0^2} + r_0(R_0 - \cos\theta)\right] \qquad (9)$$

unde :

$$u' = \frac{du}{d\theta} = 2R_0\sin\theta \qquad (10)$$

Acceleraţia zero. Introducînd în relaţia (9) valorile $\theta = \theta_m$ şi $\theta = \theta'_m$ din relaţia (7) se obţine

$$\frac{a}{R\omega_1^2} = 0$$

După cum era de aşteptat acceleraţia a este zero pentru poziţiile manivelei la care viteza este maximă respectiv minimă.

2.5. *Diagramele de viteză şi acceleraţie.* Pe baza relaţiilor (3) şi (9) pentru $R_0 = 0{,}12$ şi $r_0 = 0{,}10$, au fost calculate valorile lui $\frac{V}{R\omega_1}$ şi $\frac{a}{R\omega_1^2}$ din 5° în 5° şi cu ajutorul lor au fost construite prin puncte diagramele

$$\frac{V}{R\omega_1} = V(\theta) \text{ şi } \frac{a}{R\omega_1^2} = a(\theta)$$

reprezentate în figura 6.

Examinînd aceste diagrame se remarcă aspectul sinusoidal al diagramei vitezelor. Există totuşi şi o asimetrie a acestei diagrame provocată de poziţiile maximului şi minimului. Pentru a putea aprecia mărimea acestei asimetrii şi influenţa diverşilor factori asupra ei, definim un coeficient de asimetrie k_d prin relaţia :

$$k_d = \frac{\theta'_m - \theta_m}{2\pi - (\theta'_m - \theta_m)} \qquad (11)$$

În cazul mecanismului MBC, elementele definitorii geometric sînt R_0 şi r_0 mărimi adimensionale stabilite prin relaţia (5). Ne propunem să stabilim influenţa acestor mărimi asupra coeficientului de asimetrie k_d.

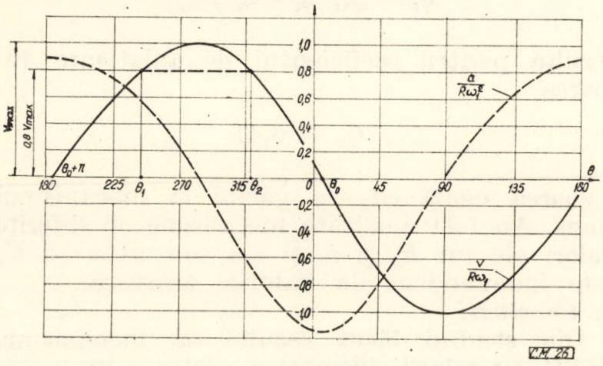


Fig. 6

Să stabilim în primul rînd legătura dintre R_0, r_0 şi unghiul $\theta_m' - \theta_m$. Deoarece, conform relaţiilor (7):

$$\cos\theta_m' = R_0 + r_0 \text{ şi } \cos\theta_m = R_0 - r_0$$

rezultă

$$\sin\theta_m' = -\sqrt{1-(R_0+r_0)^2}$$

şi

$$\sin\theta_m = +\sqrt{1-(R_0-r_0)^2}$$

În acest caz:

$$\cos(\theta_m' - \theta_m) = (R_0 + r_0)(R_0 - r_0) +$$
$$+ (-\sqrt{1-(R_0+r_0)^2})(+\sqrt{1-(R_0-r_0)^2})$$

şi notînd $r_0 = KR_0$
relaţia devine:

$$\cos(\theta_m' - \theta_m) = R_0^2(1 - K^2) -$$
$$- \sqrt{1 - 2R_0^2(1 + K^2) + R_0^4(1 - K)^2}$$

Dezvoltînd radicalul în serie şi neglijînd termenii ce conţin pe R_0 la o putere superioară lui 2, se obţine:

$$\cos(\theta_m' - \theta_m) \cong 2R_0^2 - 1 \qquad (12)$$

Rezultă că, practic, diferenţa $\theta_m' - \theta_m$ (şi deci şi coeficientul de asimetrie k_d) nu depinde de r_0.

Pe baza relaţiei (12) se obţine:

$$\theta_m' - \theta_m \cong \pi + 2R_0$$

şi în consecinţă

$$k_d \cong \frac{\pi + 2R_0}{\pi - 2R_0} \qquad (13)$$

care ne dă valoarea lui k_d cu o aproximaţie suficientă (pentru valorile curente sub 1%).

În graficul din figura 7, construit pe baza relaţiei 13 se vede modul de variaţie a lui k_d în funcţie de R_0.

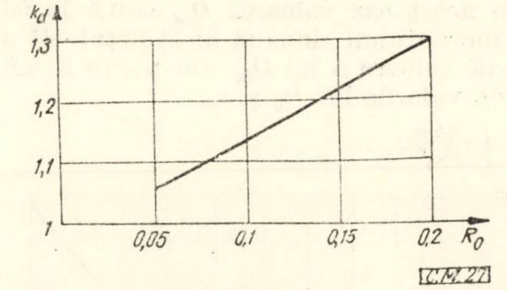


Fig. 7

Acceleraţia maximă. După cum rezultă din diagramă, acceleraţia maximă are valoarea:

$$\left(\frac{a}{R\omega_1^2}\right)_{max} = 1{,}137$$

deci cu 13,7% mai mare decît în cazul mecanismului sinus [4]. Pentru a putea stabili legătura dintre parametrii definitorii ai mecanismului R_0 şi r_0 pe de o parte şi valoarea acceleraţiei maxime, pe de altă parte, au fost calculate valorile din tabelul 1.

Tabela 1

Valorile acceleraţiei maxime

R_0	0,05	0,09	0,12	0,15	0,20	0,12	0,12	0,12
r_0	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,07	0,10	0,13
$\frac{a_{max}}{R\omega_1^2}$	1,053	1,10	1,137	1,177	1,252	1,1367	1,137	1,1377

Se observă că valoarea acceleraţiei maxime este practic independentă de r_0 şi că variază aproape liniar cu R_0, după cum rezultă şi din graficul din figura 8.

3. *Mecanismul MBC, mecanism al mişcării principale*

În cazul, frecvent, al utilizării mecanismului MBC ca mecanism al mişcării principale la maşinile unelte de mortezat dantura, este necesar să se stabilească valoarea şi a altor coeficienţi: Q_{cd} — productivitatea pe cursă dublă şi C_A — coeficientul de aplatisare.

3.1. *Productivitatea pe cursă dublă* — Q_{cd}. Deoarece poziţiile manivelei 1 corespunzătoare poziţiilor extreme ale suportului portsculă 5 (fig. 2) sînt definite de unghiurile θ_0 şi $\theta_0 + \pi$, rezultă că, manivela 1 rotindu-se uniform, durata cursei active t_a şi durata cursei de mers în gol t_g sînt egale.

În consecință, productivitatea pe cursă dublă Q_{cd} definită de relația

$$Q_{cd}=\frac{t_a}{t_a+t_g}$$

are în acest caz valoarea $Q_{cd}=0{,}5$ la fel ca și la mecanismul sinus și bielă-manivelă axial. Această valoare a lui Q_{cd} nu poate fi influențată de valorile lui R_0 și r_0.

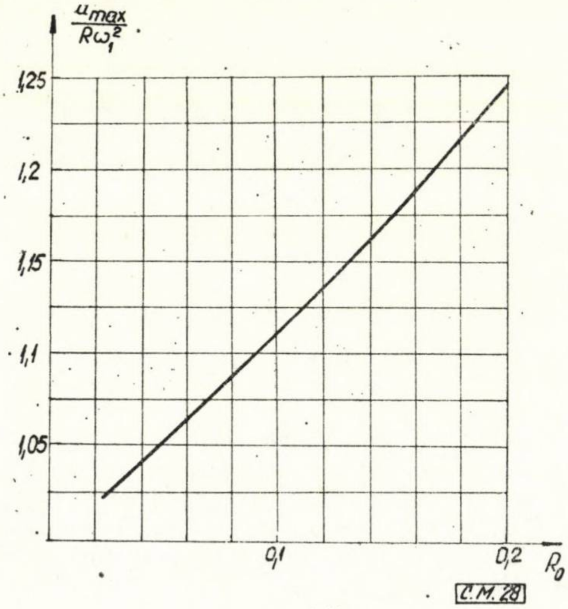


Fig. 8

3.2. *Coeficientul de aplatisare C_A.*

În lucrarea [4] s-a definit coeficientul de aplatisare al diagramei vitezelor prin raportul (vezi fig. 6).

$$C_A=\frac{\theta_2-\theta_1}{(\theta_0+\pi)-\theta_0}$$

și care arată a cîta parte din cursa activă se realizează cu o viteză de așchiere bună. Admițînd și în acest caz că viteza de așchiere v este considerată „bună" atunci cînd

$$0{,}8\ V_{\max}\leqslant v\leqslant V_{\max}$$

rezultă pentru coeficientul de aplatisare valoarea

$$C_A=0{,}41$$

valoarea egală cu cea găsită la mecanismul sinus. Au fost analizate mecanisme cu diferite valori ale lui R_0 și r_0 și s-a constatat că C_A este independent de valorile acestora.

4. *Concluzii*

Din studiul făcut rezultă că mecanismul *MBC*, cu relații cinematice relativ complicate, realizează la elementul condus o mișcare apropiată de cea obținută la mecanismul sinus.

Faptul că productivitatea pe cursă dublă Q_{cd} și coeficientul de aplatisare C_A au valori fixe, ce nu pot fi influențate prin modificarea parametrilor definitorii R_0 și r_0, reprezintă un dezavantaj ce poate fi înlăturat printr-o rotire neuniformă a manivelei *1*, metodă expusă în lucrarea [4] pentru mecanismul sinus.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Mașini-unelte. Cinematica Ed. Tehnică 1969.

[2] *Diaconescu* și colab. Mașini unelte, vol VI. Ed. Transporturi 1962.

[3] *Nicolas, P. Chironis.* Mechanismus, linkages and mechanical controls. Mc. Graw—Hill 1965.

[4] *Silianu,* E. Mecanism sinus cu rotire neuniformă a manivelei pentru mașinile unelte de mortezat dantura.,,Construcția de mașini" Nr. 12, 1971.

[5] *Manolescu, N.* și colectiv. Culegere de probleme de Teoria mecanismelor și mașinilor vol. II. Ed. Didactică și Pedagogică 1968.

* * *

CZ 621.822.1

Considerații asupra rigidității lagărelor hidrostatice

Dr. ing. Victor TABĂRĂ – Institutul politehnic – București

În majoritatea lor, lucrările de specialitate dau indicații pentru rigiditatea optimă a lagărelor hidrostatice evidențiind importanța reglajului inițial al raportului dintre presiunea de alimentare p_p și presiunea din degajări p_d, corespunzătoare poziției coaxiale a fusului cu lagărul.

Există însă o serie de deosebiri în privința aprecierii valorii optime ale acestui raport. De exemplu, unii autori indică un raport $\frac{p_d}{p_p} = \frac{1}{2}$, alții $\frac{2}{3}$ sau $\frac{3}{4}$ iar alții dau o serie de relații pentru determinarea lui. Se remarcă de asemenea faptul că nu se fac diferențieri între comportarea diferitelor tipuri constructive de lagăre.

Luînd în considerare cele menționate mai sus se analizează în lucrarea de față condiția de rigiditate optimă a lagărelor radiale avînd în vedere cele două tipuri constructive caracteristice și anume: cu scurgere tangențială și axială a uleiului (cu canale de evacuare între degajări) și cu scurgere exclusiv axială.

Pentru calculul rigidității lagărelor cu scurgere axială și tangențială (fig. 1) se va lua în considerare expresia capacității portante [5] sub forma:

$$P = b_m\,[R\,(\sin\gamma + \sin\theta) - a]\,\Delta\lambda_{pe}\cdot p_p, \quad (1)$$

în care:

b_m reprezintă lungimea medie a lagărelor;

R — raza fusului;

2γ — unghiul la centru dintre două canale de evacuare care delimitează zona unei degajări;

$2\,\theta$ — unghiul la centru al degajării;

a — lățimea canalului de scurgere:

$$\Delta\lambda_{pe} = \underset{p_1}{\lambda} + \sum_{i=2}^{i=k_d} \underset{p_i}{\lambda}\cdot\cos 2\,(i-1)\gamma$$

—factorul de portanță.

În expresia factorului de portanță,

$$\underset{p_1}{\lambda} = \frac{1}{2h_0^3\,\frac{C_a}{C_d}\left[\left(1+\varepsilon\,\frac{\cos\gamma+1}{2}\right)^3 + k(1+\varepsilon\cdot\cos\theta)^3\right]+1},$$

și:

$$\underset{p_i}{\lambda} = \frac{1}{2h_0^3\,\frac{C_a}{C_d}\left\{\left[1+\varepsilon\,\frac{\cos\,(2i-1)\gamma + \cos\,(2i+1)\gamma}{2}\right]^3 + \frac{k}{2}\left[[1+\varepsilon\cdot\cos(2i+1)\gamma]^3 + [1+\varepsilon\,cos\,(2i\gamma-\theta)]^3\right]\right\}+1}$$

reprezintă factorii de presiune a degajărilor *1* și respectiv de ordinul $i = 2 \cdots k_d$ (k_d fiind numărul de degajări). Semnificația notațiilor folosite este următoarea:

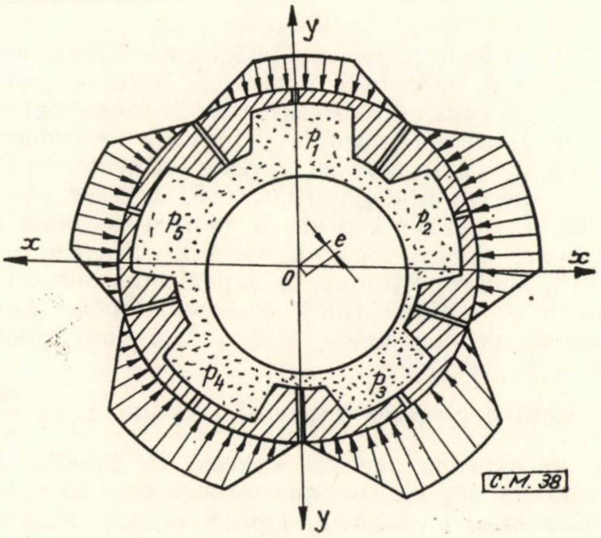


Fig. 1

h_0 — jocul dintre fus și lagăr pentru poziția lor coaxială;

$C_a = \frac{2\pi R - k_d\,[R\,(\gamma - \theta) + a]}{3k_d\cdot l_a}$ — caracteristica constructivă a pragului axial;

$C_d = \frac{\pi d^4}{32\,ld}$ — caracteristica constructivă a droselului;

$\varepsilon = \frac{e}{h_0}$ — excentricitatea relativă;

$k = \frac{C_t}{C_a}$ — raportul constantelor constructive ale pragurilor; $\left(C_t = \frac{b_m}{3\,l_t}\right)$ — reprezintă caracteristica pragului tangențial);

a — lungimea pragului axial.

Deoarece termenul b_m $[R\,(\sin\gamma + \sin\theta) - a]\,p_p$ reprezintă pentru un anumit lagăr o constantă, se poate introduce notaţia :

$$k_j = b_m\,[R\,(\sin\gamma + \sin\theta) - a]\cdot p_p.$$

În consecinţă rigiditatea va putea fi scrisă sub forma :

$$j = k_j \sum \frac{d\,(\Delta\lambda_{pe})\cos(2i-1)\gamma}{de}. \qquad (2)$$

Din relaţia (2) se constată că rigiditatea este funcţie de presiunea pompei p_p prin termenul k_j şi în consecinţă există posibilitatea reglării ei în funcţie de sarcina şi precizia de funcţionare dorită. În ceea ce priveşte influenţa suprafeţei active a degajărilor, este necesar să se ţină seamă de faptul că pentru o anumită valoare a razei fusului, termenii b_m, $\sin\gamma$ şi $\sin\theta$, sînt condiţionaţi de capacitatea portantă, valorile optime fiind corespunzătoare unui număr de degajări $k_d = 5\ldots 7$ şi unui raport $k = 1\ldots 4$ [1].

Pentru alegerea raportului optim $\lambda_{p_0} = \dfrac{pi_0}{p_p}$ se va exprima această valoare în funcţie de condiţia iniţială corespunzătoare poziţiei fusului coaxial cu lagărul. Pentru această situaţie conform relaţiei (1, b) se poate nota :

$$\lambda_{p_0} = \frac{1}{k\lambda_0},$$

în care :

$$k_{\lambda_0} = 2h_0^3\,\frac{C_a}{C_d}\,(1 + k) + 1.$$

Efectuînd derivata forţei în funcţie de excentricitatea relativă se obţine expresia rigidităţii :

$$j = -\,6h_0^3\frac{C_a}{C_d}\left\{\frac{\dfrac{\cos\gamma+1}{2}\left(1+\varepsilon\dfrac{\cos\gamma+1}{2}\right)^2 + k\cos\theta\,(1+\varepsilon\cos\theta)^2}{\left\{2h_0^3\dfrac{C_a}{C_d}\left[\left(1+\varepsilon\dfrac{\cos\gamma+1}{2}\right)^3 + k\,(1+\varepsilon\cos)^3\right]\right\}^2} + \right.$$

$$+\sum\frac{\dfrac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\left[1+\varepsilon\,\dfrac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\right]^2 +}{\left\{2h_0^3\dfrac{C_a}{C_d}\left[1+\varepsilon\,\dfrac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\right]^3 +\right.}$$

$$\left.\frac{+\dfrac{k}{2}\{\cos(2i+1)\gamma\,[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^2+\cos(2i\gamma-\theta)\,[1+\varepsilon\cos(2i\gamma-\theta)]^3}{\left.+\dfrac{k}{2}\,[[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^3+[1+\varepsilon\cos(2i\gamma-\theta)]^3]+1\right\}^2}\right\},$$

şi introducînd notaţiile : $2h_0^3\dfrac{C_a}{C_d}\left[\left(1 + \right.\right.$

$$\left.\left.+\varepsilon\frac{\cos\gamma+1}{2}\right)^2 + k\,(1+\varepsilon\cos\theta)^3\right] + 1 = \frac{1}{\lambda_{p_1}}$$

$$\frac{\cos\gamma+1}{2}\left\{1+\varepsilon\frac{\cos\gamma+1}{2}\right\}^2 + k\cos\theta(1+\varepsilon\cos\theta)^2 = x_1;$$

$$2h_0^3\frac{C_a}{C_d}\left\{\left[1+\varepsilon\,\frac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\right]^3 + \right.$$

$$+\frac{k}{2}\,[[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^3 + [1+\varepsilon\cos(2i\gamma -$$

$$\left.-\theta)]^3\right\} + 1 = \frac{1}{\lambda_{pi}};$$

$$\frac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\left[1 + \right.$$

$$\left.+\varepsilon\frac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\right]^2 +$$

$$+\frac{k}{2}\{\cos(2i+1)\gamma\,[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^2 +$$

$$+\cos(2i\gamma-\theta)\,[1+\varepsilon\cos(2i\gamma-\theta)]^2\} = x_i;$$

expresia va lua forma :

$$j = -\,6k_j\,h_0^3\frac{C_a}{C_d}\left[\frac{x}{\lambda_{p1}^2} - \sum\frac{x_i}{\lambda_{p_1}^2}\right] \qquad (3)$$

Pentru a determina valoarea $\lambda_{p_{opt}}$, s-a reprezentat expresia (3) în funcţie de λ_{p_0}, obţinîndu-se diagrama din figura 2 ; se poate observa că rigiditatea maximă se obţine în cazul utilizării unui raport $k = 1$ şi a unei valori $\lambda_{p_0} = \frac{1}{2}$. Pentru alte valori ale lui k, rigiditatea scade dar raportul optim dintre presiunile din

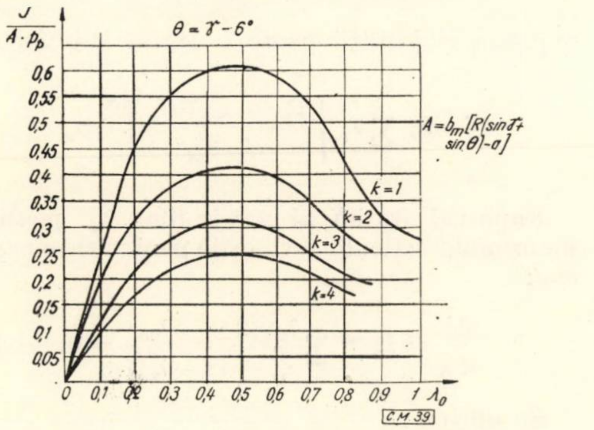


Fig. 2

degajări corespunzătoare unei excentricităţi relative $\varepsilon = 0$ şi presiunea dată de pompă se menţine la valoarea $\lambda_{p_{\text{opt}}} = 0{,}5$.

Valorile de calcul folosite pentru executarea figurii 2 sînt prezentate în tabela 1.

Valorile lui $\lambda_{p_{\text{opt}}}$ poate fi obţinută şi prin derivarea expresiei rigidităţii în funcţie de λ_p. În acest scop în relaţia (2) se va înlocui :

$$2h_0^3\frac{C_a}{C_d} = \frac{1-\lambda_{p1}}{\left(1+\varepsilon\frac{\cos\gamma+1}{2}\right)^3 + k\,(1+\varepsilon\cos\theta)^3}, \quad (4)$$

şi :

$$2h_0^3\frac{C_a}{C_d} = \frac{1-\lambda_{pi}}{\left[1+\varepsilon\frac{\cos(2i+1)\gamma+\cos(2i-1)\gamma}{2}\right]^3 + \frac{k}{2}\{[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^3+[1+\varepsilon\cos(2i\gamma-\theta)]^3\}},$$

iar pentru simplificare, parantezele de la numitor se vor nota :

$$\left(1+\varepsilon\frac{\cos\gamma+1}{2}\right)^3 + k\,(1+\varepsilon\cos\theta)^3 = B_1,$$

$$\left[1+\varepsilon\frac{\cos(2i-1)\gamma+\cos(2i+1)\gamma}{2}\right]^3 + \frac{k}{2}\{[1+\varepsilon\cos(2i+1)\gamma]^3+[1+\varepsilon\cos(2i\gamma-\theta)]^3\} = B_i$$

Tabela 1

Valorile factorilor de rapiditate pentru un lagăr cu 4 degajări şi scurgere pe două direcţii

$h_0^3\frac{Ca}{Cd}$	λ_{po}	λ_{po}	λ_{p2}	X	Y	$\frac{j}{3A\cdot P_p}$	K
0,05	0,835	0,89	0,76	1,7	3,26	0,158	1
0,0625	0,8	0,87	0,72	idem	idem	0,188	
0,1	0,715	0,81	0,605	idem	idem	0,224	
0,125	0,665	0,77	0,558	idem	idem	0,248	
0,166	0,6	0,72	0,492	idem	idem	0,27	
0,2	0,55	0,675	0,465	idem	idem	0,286	
0,25	0,5	0,625	0,39	idem	idem	$\boxed{0{,}29}$	
0,5	0,33	0,455	0,242	idem	idem	0,268	
1	0,2	0,308	0,134	idem	idem	0,218	
0,05	0,77	0,855	0,68	2,225	4,19	0,177	2
0,0625	0,72	0,818	0,63			0,198	
0,1	0,625	0,74	0,52			0,236	
0,125	0,57	0,695	0,46			0,256	
0,166	0,5	0,635	0,395			$\boxed{0{,}258}$	
0,2	0,455	0,565	0,35			0,244	
0,25	0,4	0,53	0,3			0,24	
0,5	0,25	0,36	0,176			0,214	
1	0,143	0,242	0,096			0,169	
0,05	0,715	0,81	0,615	2,75	5,12	0,187	3
0,0625	0,665	0,78	0,52			0,19	
0,1	0,555	0,675	0,47			0,238	
0,125	0,5	0,651	0,390			$\boxed{0{,}25}$	
0,166	0,41	0,56	0,352			0,243	
0,2	0,385	0,51	0,31			0,241	
0,25	0,33	0,46	0,242			0,234	
0,5	0,2	0,297	0,138			0,177	
1	0,115	0,177	0,074			0,114	
0,05	0,665	0,78	0,562	3,275	6,05	0,1985	4
0,0625	0,625	0,738	0,52			0,215	
0,1	0,5	0,625	0,395			$\boxed{0{,}225}$	
0,125	0,445	0,578	0,34			0,223	
0,166	0,375	0,5	0,272			0,221	
0,2	0,33	0,455	0,245			0,208	
0,25	0,285	0,425	0,205			0,2	
0,5	0,167	0,252	0,114			0,126	
1	0,092	0,144	0,063			0,113	

NOTA

Pentru calcul s-a considerat $\varepsilon = 0{,}3$

$A = b_m\,[R\,(\sin\gamma + \sin\theta) - a]$

Cu această substituţie, relaţia (2) devine :

$$j = -3k_j\cdot\left[\frac{x_1\,(1-\lambda_{p_1})\,\lambda_{p1}}{B_1} - \sum\frac{x_i\,(1-\lambda_{pi})\,\lambda_{pi}}{B_i}\right], \quad (5)$$

şi derivînd în raport cu λ :

$$\frac{\mathrm{d}j}{\mathrm{d}\lambda} = -3k_j\left[\frac{(1-2\lambda_{p_1})\,x_1}{B_1} + \sum\frac{(1-2\lambda_{pi})\,x_i}{B_i}\right], \quad (6)$$

se observă că :

$$\frac{\mathrm{d}_j}{\mathrm{d}\lambda} = 0 \quad \text{pentru}\ \lambda_{p_{1,i}} = \frac{1}{2},$$

ceea ce confirmă punctul maxim obţinut în diagrama din figura 2.

Pentru aprecierea rigidităţii lagărelor hidrostatice cu scurgerea uleiului numai axial (fig. 3) s-a avut în vedere faptul că liniile echipotenţiale sînt normale pe liniile de curent şi prin urmare admiţînd că în degajare presiunea $p_i =$ $= \text{ct}$, rezultă că expresia debitului poate fi scrisă cu o anumită aproximaţie sub forma :

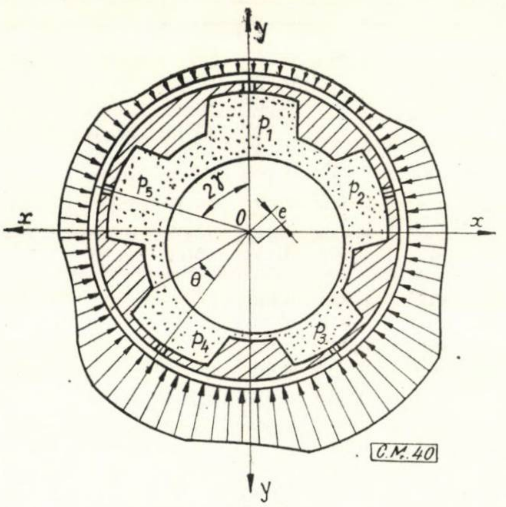


Fig. 3

$$Q = h_0^3 \frac{D\cdot\gamma\left\{1 \pm \varepsilon\,\frac{\cos[\alpha+2(i-1)\gamma]+\cos[\alpha+2i\gamma]}{2}\right\}^3}{12.\eta.l_Q} \cdot p_i \qquad (7)$$

Din egalitatea debitului care trece prin drosel cu a celui care se scurge prin deschiderile laterale ale unei degajări se obţine :

$$p_i = \frac{p_p}{h_0^3\frac{C_a}{C_d}\left\{1 \pm \varepsilon\,\frac{\cos[\alpha+2(i-1)\gamma]+\cos[\alpha+2i\gamma]}{2}\right\}^3 + 1},$$

unde s-a notat :

$$C_a = \frac{D\cdot\gamma}{3l_a};\ C_d = \frac{\pi d^4}{32 l_d}$$

α fiind unghiul dintre direcţia de deplasare a fusului şi frontiera cea mai apropiată. În consecinţă, capacitatea portantă va fi :

Dacă se notează :

$$3\,DB\,h_0^3\,\frac{\sin\gamma\{\cos[\alpha+2(i-1)\gamma]+\cos(\alpha+2i\gamma)\}}{2} = k_s,$$

expresia rigidităţii poate fi scrisă sub forma :

$$j = k_s \sum \lambda_{pi}\left[\frac{(1-\lambda_{pi})^2 C_a}{C_d\cdot\lambda_{pi}^2}\right]^{1/3}\cdot p_p \qquad (9)$$

Raportul optim al presiunilor λ_p poate fi determinat calculînd valorile pentru care expresia :

$$\frac{\mathrm{d}j}{\mathrm{d}\lambda} = k_s\cdot p_s \sum \frac{\lambda_{pi}\,(2-3\lambda_{pi})}{\sqrt[3]{\lambda_{p_1}^2\,(1-\lambda_{pi})}} = 0. \qquad (10)$$

Se obţine :

$$\lambda_{\text{opt}} = \frac{2}{3}.$$

Analiza lagărelor hidrostatice cu scurgerea uleiului pe două direcţii (axial şi tangenţial) evidenţiază rigiditatea maximă a acestora atunci cînd în poziţia fusului coaxial cu lagărul ($\varepsilon = 0$) droselele de alimentare asigură o cădere de presiune $\Delta_{p_d} = \frac{p_p}{2}$. Această valoare confirmă recomandările existente în majoritatea lucrărilor de specialitate referitoare la aceste lagăre [1], [3], [4], dar uneori ea se referă la lagărele cu scurgerea axială a uleiului.

În ceea ce priveşte lagărele hidrostatice (fără canale între degajări, cu scurgere axială a uleiului) se constată că rigiditatea maximă se obţine în cazul unei căderi de presiune în droselul care asigură pentru poziţia fusului coaxial cu lagărul un raport $\lambda_p = \frac{2}{3}$.

Această valoare se întîlneşte în recomandările lui Levit cu privire la ghidajele hidrostatice ca şi în unele lucrări [1], [4] fiind recomandată pentru lagărele cu scurgerea uleiului pe două direcţii.

$$P = D\cdot B\sin\gamma \sum \frac{p_p}{\frac{C_a}{C_d}h_0^3\left\{1 \pm \varepsilon\,\frac{\cos[\alpha+2(i-1)\gamma+\cos[\alpha+2i\gamma]}{2}\right\}^3 + 1}, \qquad (8)$$

şi prin urmare se obţine expresia rigidităţii relative :

$$j = 3\,DB\,h_0^3\,\frac{\sin\gamma\,\{\cos[\alpha+2(i-1)\gamma]+\cos[\alpha+2i\gamma]\}}{2}\sum_{i=1}^{i=k_d}\lambda_{pi}\left[\frac{(1-\lambda_{pi})^2\,C_a}{d\cdot\lambda_{pi}^2}\right]^{1/3}\cdot p_p$$

Spre deosebire de concluziile desprinse din majoritatea lucrărilor de specialitate, analiza rigidității lagărelor hidrostatice duce la concluzia că numărul optim de degajări este $k_d = 5\ldots7$. Această valoare corespunde recomandărilor date de Peeken [2] precum și rezultate experimentale furnizate de H. C. Rippel [1].

În ceea ce privește caracteristica constructivă a droselului, relațiile de calcul evidențiază limita $h_0^3 \frac{C_a}{C_d} < 1$, iar ca valori optime s-au obținut datele cuprinse în tabela 1 pentru $\lambda_{p0} = 0{,}5$. Din tabela menționată rezultă că pentru limite raționale ale raportului $k = \frac{C_t}{C_a} = 1\ldots4$, mărimea $h_0^3 \frac{C_a}{C_d}$ trebuie să fie cuprinsă în limitele $0{,}1 < h_0^3 \frac{C_a}{C_d} < 0{,}25$. Între aceste valori și cele recomandate de Peeken pentru parametrul $\mu = \frac{d^4}{l_d \cdot h_0}$ există o corespondență care confirmă valabilitatea rezultatelor.

Valorile obținute satisfac și indicațiile lui H. C. Rippel cu privire la diametrele droselelor de alimentare ($d = 0{,}65\ldots1$ mm).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rippel, H. C.* Design of hydrostatic bearings. Machin Design 18–21–23–27, 1963.

[2] *Peeken, H.* Hydrostatische Radiallager. Konstruction nr. 11, 1966.

[3] *Gardeev, A. F.* Rezrobatka i isledovanice vîsocotocinîh spindelnîh uzlov c ghidrostaticeskimi podsipnikomi v oporoh Stanhi, Moskva, 1966.

[4] *Rohs, H. G.* Die optimierung hydrostatischer Lager Ind. Onzeng, nr. 46, 1962.

[5] *Tabără, V.* Contribuții la studiul lagărelor hidrostatice pentru mașini-unelte de precizie. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1969.

◆

CZ. 629.114.2.001.5

Unele particularități privind exploatarea tractorului pe șenile la deplasarea după curbele de nivel

Prof. dr. ing. Nicolae TECUȘAN – Institutul politehnic – Timișoara

Nicolae Tecușan a absolvit Facultatea de mecanizare a agriculturii a Institutului agronomic din Craiova în 1952. Este doctor inginer (Institutul de mecanizare și electrificare din Moscova) din 1956. A fost conferențiar la Institutul agronomic-Craiova și Institutul politehnic–Timișoara pînă în 1970. Din 1970 este profesor șef de catedră la Institutul politehnic–Timișoara.

Extinderea mecanizării, atît pe terenurile orizontale cît și pe trenurile în pantă, a necesitat crearea unor tractoare pe șenile de mare putere sau de putere mijlocie.

Prezența acestora în cadrul sistemei de mașini este deci justificată, deoarece asigură o aderență satisfăcătoare la lucrările ce necesită forțe de tracțiune ridicate, iar la lucrările pe pante o stabilitate mai bună a agregatului.

În scopul măririi productivității agregatelor formate cu tractoarele pe șenile, trebuie acordată o mare atenție particularităților de exploatare a agregatelor pe pante sau rampe.

După cum este știut în scopul măririi producției agricole se caută a se folosi metoda producției intensive și metoda amplasării anumitor culturi care se pretează pe terenuri în pantă, a căror înclinare să fie între 5 și 27%.

Dar pentru a se preîntîmpina efectul distructiv de eroziune a solurilor dispuse pe pante, se recomandă ca lucrările agricole ce se efectuează, aratul, grăpatul, întreținerea culturilor să se execute numai după curbele de nivel.

Ori, se cunoaște că în situația cînd agregatul (tractor-mașină agricolă) se deplasează după curbele de nivel, apare o repartizare deosebită a sarcinii pe cele două șenile, față de repartizarea aceleiași sarcini cînd agregatul se deplasează pe teren orizontal.

Despre aceste particularități de exploatare ne propunem a ne ocupa în cele ce urmează.

Considerații teoretice. Se cunoaște că asupra unui tractor pe șenile în agregat cu o mașină agricolă acționează, după cum se poate observa din figura 1, următoarele forțe și momente:

F_{tg1} și F_{tg2} — forțele tangențiale de tracțiune la roțile motrice din dreapta și stînga;

F_{r1} și F_{r2} — forțele de rezistență la rostogolire ale celor două șenile dreapta și stînga;

F_c — forța de rezistență opusă de mașina agricolă, care se descompune în componentele $F_c \cos\gamma$ și $F_c \sin\gamma$;

M_r — momentul rezistent la întoarcere. S-a notat cu γ unghiul de înclinare al forței de tracțiune.

Din această figură se pot deduce următoarele expresii pentru forțele tangențiale, astfel:

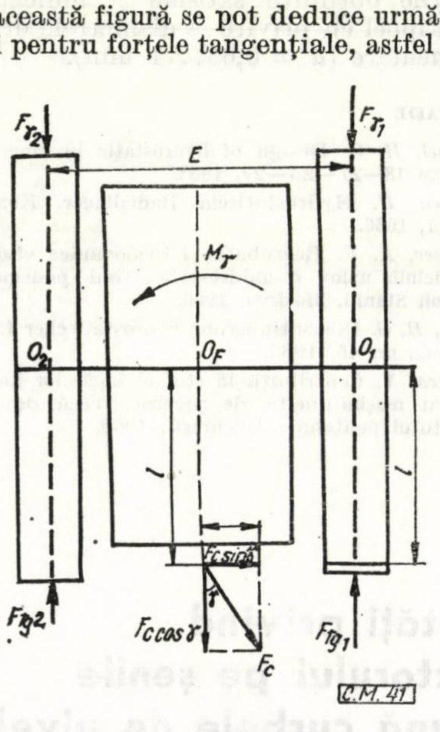


Fig. 1

$$F_{tg2} = \frac{1}{2}(F_r + F_c \cos\gamma) + \frac{M_r + F_c \sin\gamma \cdot 1}{E} \quad (1)$$

sau

$$F_{tg2} = \frac{1}{2} F_{tg} + \frac{M_{rez}}{E} + F_{tg}(0{,}5 + \nu)$$

unde ν este parametrul adimensional ce caracterizează condițiile concrete legate de starea terenului, la întoarcerea tractorului și pe care s-a convenit a-l numi parametrul întoarcerii.

Valoarea acestui parametru se poate determina cu relația:

$$\nu = \frac{M_{rez}}{F_{tg} \cdot E}$$

Se cunoaște de asemenea că, pentru a se putea efectua întoarcerea în cazul nostru spre dreapta, trebuie ca:

$$F_{tg2} \leqslant 0{,}5\, \varphi G_t$$

unde:

φ este coeficientul de aderență al șenilei din stînga cu solul;
G_T — greutatea tractorului.

Ca urmare forța tangențială — F_{tg1} — a șenilei din dreapta, se poate determina cu relația:

$$F_{tg1} = 0{,}5\,(F_r + F_c \cos\gamma) - \frac{M_{rez} + F_c \sin\gamma \cdot 1}{E} \quad (2)$$

sau

$$F_{tg1} = 0{,}5 F_{tg} - \frac{M_{rez}}{E} = F_{tg}(0{,}5 - \nu)$$

Din relațiile (1) și (2) rezultă următoarele expresii pentru momentele M_2 și M_1 la cele două roți motrice ale tractorului:

$$M_2 = F_{tg2} \cdot rm = F_{tg2}\, rm\,(0{,}5 + \nu) = M_{rm}(0{,}5 + \nu),$$

$$M_1 = F_{tg1} \cdot rm = F_{tg1}\, rm\,(0{,}5 - \nu) = M_{rm}(0{,}5 - \nu),$$

unde:

rm este raza roții motrice;
M_{rm} — momentul motor total la roțile motrice.

Deci:

$$M_{rm} = M_1 + M_2$$

sau

$$M_2 - M_1 = 2\nu M_{rm}$$

De asemenea se cunoaște că forța tangențială de tracțiune este proporțională cu greutatea tractorului și cu coeficientul de aderență — φ — adică:

$$F_{tg} = G_T \cdot \varphi$$

sau

$$F_{tg1} = G_{T1}\varphi = Q_d \cdot \varphi$$

$$F_{tg2} = G_{T2}\varphi = Q_s \cdot \varphi$$

unde:

Q_d este parte din greutatea tractorului ce revine pe șenila din dreapta;
Q_s — parte din greutatea tractorului ce revine pe șenila din stînga.

Pentru a ne da seama care sînt valorile lui Q_d și Q_s ne vom folosi de schema din figura 2.

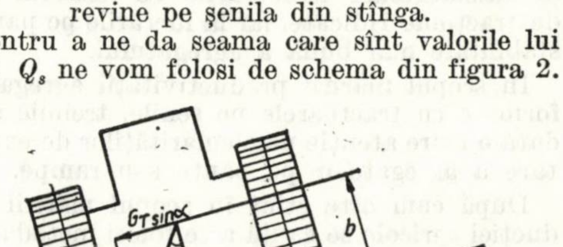


Fig. 2

După cum se observă din această figură sarcina datorită greutăţii tractorului $-G_T-$ pe fiecare şenilă este diferită, aşa cum rezultă din următoarele ecuaţii de echilibru :

$$Q_d E - G_T \cos\alpha \frac{E}{2} + G_T b \sin\alpha = 0$$

$$Q_s E - G_T \cos\alpha \frac{E}{2} - G_T b \sin\alpha = 0$$

Din aceste ecuaţii se poate determina valorile sarcinilor pe fiecare şenilă, funcţie de unghiul de înclinare al pantei astfel :

$$Q_d = \frac{1}{2} G_T \cos\alpha - G_T \sin\frac{b}{E}$$

şi

$$Q_s = \frac{1}{2} G_T \cos\alpha + G_T \sin\frac{b}{E}$$

Datorită acestui fapt, de repartizarea diferită a sarcinilor pe cele două şenile, apar ca diferite atît forţele de rezistenţă la autodeplasare F_{r2} şi F_{r1} precum şi patinarea celor două şenile.

Admiţînd un coeficient f_1 şi f_2 egal ca valoare, înseamnă că :

$$f_{r2} = Q_s \cdot f_2 \text{ şi } F_{r1} = Q_d \cdot f_1$$

Ca urmare $F_{r1} > F_{r2}$ din care motiv tractorul are tendinţa de a se abate de la linia dreaptă, ceea ce impune acţionarea repetată a ambreiajului de direcţie din dreapta pentru menţinerea direcţiei.

Deci şenila din stînga va fi mai încărcată decît şenila din dreapta ca urmare şi patinările celor două şenile vor fi diferite.

Pentru demonstrarea analitică a acestui lucru ne folosim de relaţia cunoscută şi anume :

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_T} = \frac{v_T - v}{v_T}$$

şi notînd că :

$$v_T = \frac{L}{t}, \text{ iar } v = \frac{L - l_\delta}{t}$$

rezultă că :

$$\delta = \frac{l_\delta}{L}$$

l_δ este comprimarea orizontală a solului datorită pintenilor şenilei, care se poate calcula cu relaţia :

$$l_\delta = \frac{\sigma_{\max}}{k}$$

unde :

$\sigma_{\max}$ este efortul unitar maxim asupra solului ;

k — coeficient ce ţine seamă de proprietăţile mecanice ale solului (daN/cm³).

Dependenţa dintre aceşti trei parametri se poate observa din figura 3, şi anume, coeficientul — k — la comprimarea solului se micşorează pe măsură ce creşte deformaţia l_δ.

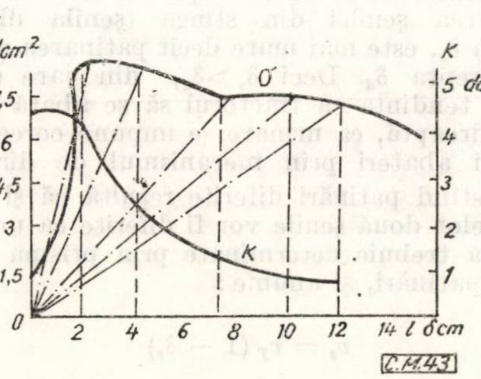


Fig. 3

De asemenea efortul unitar maxim $\sigma_{\max}$ se poate determina cu relaţia :

$$\sigma_{\max} = k \cdot l_\delta = 2\sigma = 2 \cdot \frac{F_{tg} - G_T}{\Omega}$$

de unde la relaţia anterioară :

$$l_\delta = \delta \cdot L$$

unde L este lungimea din şenilă ce vine în contact cu solul (baza tractorului).

Se obţine :

$$\delta = \frac{l_\delta}{L} = 2 \cdot \frac{F_{tg} - \mu G_T}{k \cdot \Omega \cdot L}$$

În relaţiile de mai sus am folosit expresia cunoscută ce defineşte reacţiunea solului şi anume :

$$F_{tg} = \mu G_T + \Omega_s \sigma$$

unde :

μ este coeficientul ce ţine seamă de frecarea şenilei cu solul ;

Ω_s — suprafaţa tuturor muchiilor de aderenţă în contact cu solul ;

σ — efortul unitar asupra solului.

La o deplasare uniformă a tractorului pe un teren orizontal, cu destulă aproximaţie se poate admite că $(F_{tg} - \mu G_T)$ reprezintă forţa de tracţiune F_c, deci relaţia patinării devine :

$$\delta = 2 \frac{F_c}{k \cdot \Omega_s \cdot L}$$

În baza relaţiilor determinate mai sus rezultă următoarea relaţie a patinărilor pentru cele două şenile:

$$\delta_s = Q_s\,(\varphi - \mu),\ \text{iar}\ \delta_d = Q_d\,(\varphi - \mu).$$

Din această relaţie se observă că în situaţia cînd tractorul lucrează după curbele de nivel patinarea şenilei din stînga (şenila dinspre pantă) δ_s, este mai mare decît patinarea şenilei din drepta δ_d. Deci $\delta_s > \delta_d$, din care cauză apare tendinţa ca tractorul să se abată de la linia dreaptă, ca urmare se impune corectarea acestei abateri prin mecanismul de direcţie.

Existînd patinări diferite rezultă că şi vitezele celor două şenile vor fi diferite ca urmare acestea trebuie determinate prin prisma celor două patinări, şi anume:

$$v_s = v_T\,(1 - \delta_s)$$

$$v_d = v_T\,(1 - \delta_d)$$

Deci, abaterea tractorului de la mersul în aliniament dispare, în cazul în care $v_s = v_d$, dar acest lucru este greu de realizat la lucrările agricole după curbele de nivel şi în special la un tractor pe şenile.

Metodica încercărilor. Încercările s-au efectuat cu un tractor S—650 a cărui greutate de exploatare a fost de 72,050 N, înălţimea $b = 0{,}69$ m, iar ecartamentul $E = 1{,}52$ m, pe două tipuri de sol: pajişte şi mirişte, situate pe un teren în pantă cu înclinarea $\alpha = 0 \ldots 30°$.

Metodica încercărilor a fost astfel aleasă încît să corespundă scopului propus.

Înaintea încercărilor s-au făcut reglajele necesare la organele direcţiei, mecanismului de deplasare etc., pentru ca o eventuală cauză provocată de acestea să nu influenţeze abaterea tractorului de la mersul în aliniament.

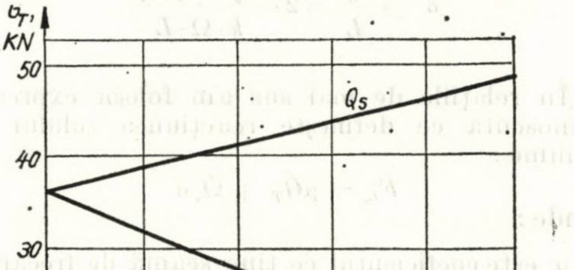


Fig. 4

Rezultatele experimentale. Rezultatele încercărilor efectuate cu tractorul S—650, aşa după cum se vede din cele ce urmează, au fost menţionate tabelar şi grafic.

Astfel, în tabela 1 sînt arătate parte din parametrii de tracţiune ai tractorului, obţinuţi în timpul încercărilor.

Tabela 1

Performanţele de tracţiune ale tractorului S—650 pe pajişte la deplasarea după curbele de nivel

α	Treapta de viteze	V km/h	F_c N	F_r N	δ %	P_c kw
	I	2,62	49500	8200	3,2	35,32
0°	II	3,72	35500	8200	2,4	36,06
	III	5,08	25500	8200	1,7	35,32
	I	2,59	48000	8700	3,8	33,85
17°	II	3,66	35000	8700	3,1	34,94
	III	5,05	24500	8700	2,7	33,85
	I	2,49	46000	8800	11	31,28
22°	II	3,52	34500	8800	5,6	33,12
	III	4,84	24000	8800	4	31,64
	I	2,33	43000	8950	14	27,82
30°	II	3,30	33500	8950	8,5	30,72
	III	4,52	23000	8950	6,8	28,75

Idem la deplasarea pe ogor

α	Treapta de viteze	V km/h	F_c N	F_r N	δ %	P_c kw
	I	2,55	43500	13000	22,2	30,17
0°	II	3,57	34000	13000	8,2	33,12
	III	4,85	24500	13000	3,0	32,38
	I	2,47	41500	13400	15,7	27,96
14°	II	3,54	30500	13400	6,3	29,84
	III	4,84	21500	13400	3,6	28,33
	I	2,37	41000	13500	20,0	26,49
17°	II	3,51	30000	13500	9,8	28,70
	III	4,75	21000	13500	5,0	27,23
	I	2,16	40000	13600	22,0	24
24°	II	3,44	29000	13600	10,8	27,69
	III	4,54	20000	13600	6,0	25,21
	I	1,98	39000	13750	22,1	21,45
30°	II	3,38	28000	13750	11,0	26,06
	III	4,36	19000	13750	7,0	22,98

După cum se observă din acest tabel parametrii de tracţiune sînt influenţaţi foarte mult, după cum este şi normal, de înclinarea pantei.

Înclinarea pantei îşi spune cuvîntul şi în ceea ce priveşte sarcina pe cele două şenile, lucru ilustrat în graficul din figura 4.

În acest grafic sarcina pe cele două şenile variază proporţional cu unghiul de înclinare al pantei, şi anume: sarcina pe şenila din stînga (Q_s) creşte, pe cînd sarcina pe şenila din dreapta scade, toate acestea în funcţie de mărimea unghiului α.

Din această cauză forţa de rezistenţă la autodeplasarea tractorului, reprezentată grafic în figura 5, se va repartiza diferit pe cele două şenile, ca urmare a sarcinii diferite, de aici şi explicaţia faptului pentru care tractorul are tendinţa de a se abate de la mersul în aliniament.

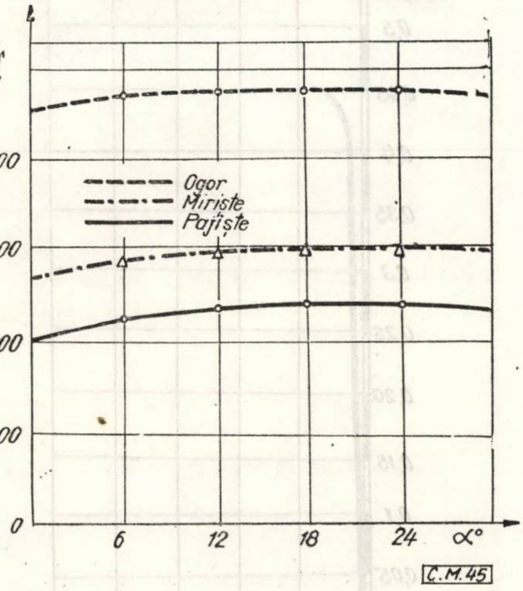


Fig. 5

Abateri ale tractorului mai pronunţate sînt la deplasarea acestuia fără forţa la cîrlig ($F_c = 0$), lucru arătat grafic în figurile 6, 7 şi 8, faţă de aceeaşi abatere cînd tractorul se află în sarcină ($F_c > 0$).

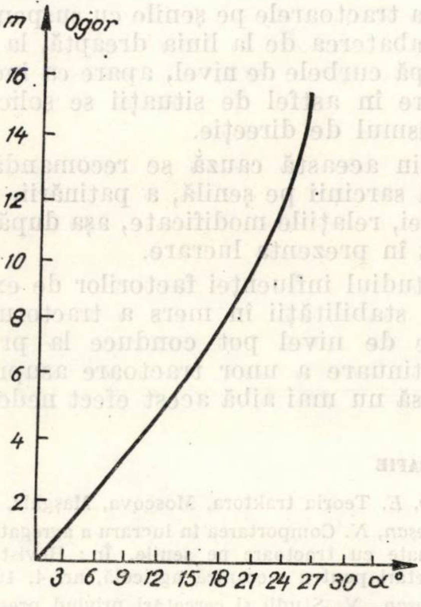


Fig. 6

În timpul lucrului tractorului, abaterea acestuia este mai mică, deoarece intervine tractoristul acţionînd asupra manetei mecanismului de direcţie, în scopul corijării acestei abateri, din dorinţa de a nu avea greşeli în cadrul lucrării ce se efectuează.

Din această cauză traiectoria tractorului are aspectul celei din figura 9.

Aceste situaţii se datorează tot faptului că cele două şenile, la deplasarea după curbele de nivel, sînt încărcate diferit, de unde şi patinări diferite ale celor două şenile, ca urmare vitezele de deplasare ale acestora sînt diferite.

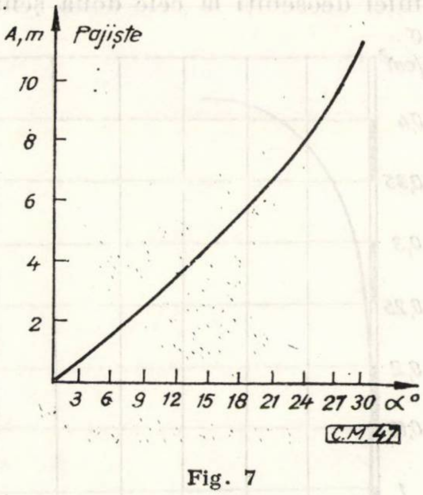


Fig. 7

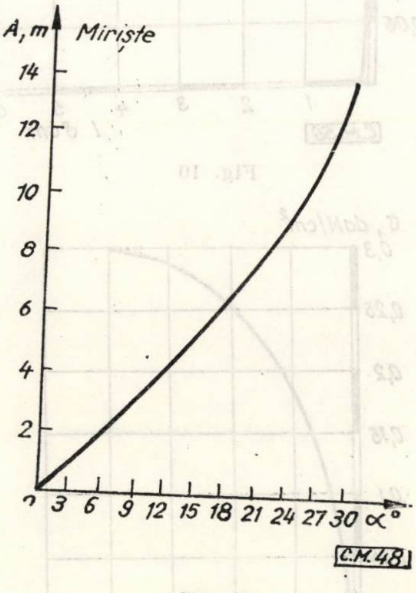


Fig. 8

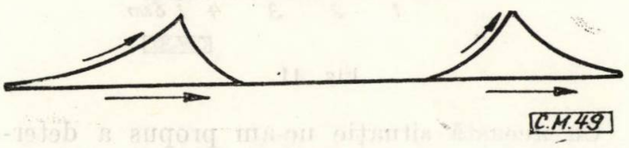


Fig. 9

Natural că la lucrările de arat, cînd apare ca inevitabilă deplasarea punctului de agregare a plugului faţă de axa longitudinală a tractorului, spre dreapta, această situaţie de încărcare diferită a celor două şenile se modifică, ca urmare a repartizării neuniforme pe cele două şenile a forţei de tracţiune F_c, deci într-o oarecare măsură situaţia privind abaterea tractorului de la mersul în aliniament se mai îmbunătăţeşte.

În cazul cînd maşinile agricole se plasează simetric faţă de axa tractorului, situaţia rămîne neschimbată, şenila din stînga preluînd o sarcină mai mare, de unde şi factorii cinematici sau dinamici deosebiţi la cele două şenile.

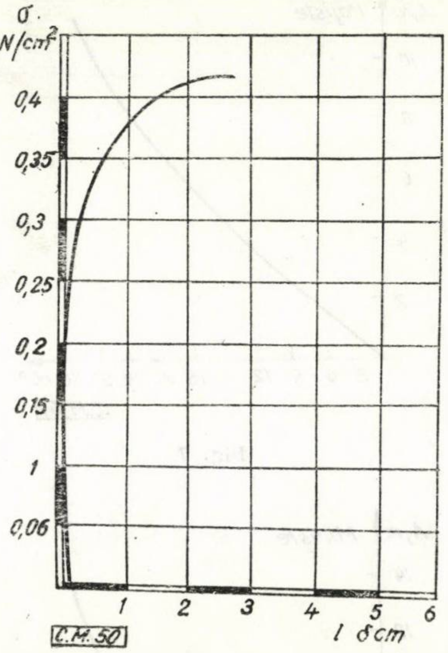


Fig. 10

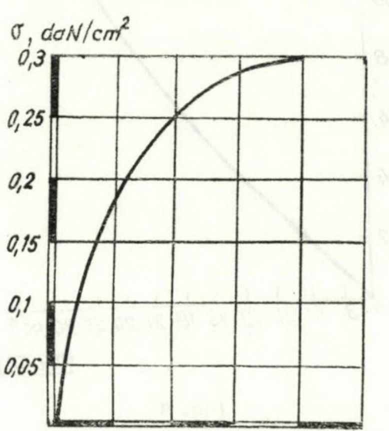


Fig. 11

Cu această situaţie ne-am propus a determina în funcţie de starea solului dependenţa dintre tensiunea maximă orizontală a solului $\sigma_{\max}$ şi comprimarea orizontală a acestuia l_δ.

Aceste date obţinute au fost ilustrate grafic în figurile 10 (ogor) 11 (mirişte) şi 12 (pajişte), putînd fi folosite la stabilirea expresiei forţei de tracţiune tangenţiale maxime.

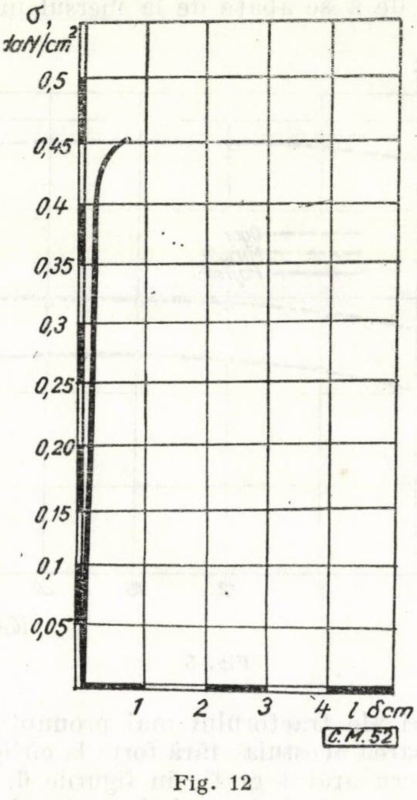


Fig. 12

Concluzii

1. La tractoarele pe şenile cu suspensie semirigidă abaterea de la linia dreaptă, la deplasarea după curbele de nivel, apare ca inevitabilă, ca atare în astfel de situaţii se solicită mult mecanismul de direcţie.

2. Din această cauză se recomandă la calcularea sarcinii pe şenilă, a patinării, respectiv a vitezei, relaţiile modificate, aşa după cum s-a indicat în prezenta lucrare.

3. Studiul influenţei factorilor de exploatare asupra stabilităţii în mers a tractorului după curbele de nivel pot conduce la proiectarea în continuare a unor tractoare asupra cărora panta să nu mai aibă acest efect nedorit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lvov, E.* Teoria traktora, Moscova, Maşghiz, 1952.

[2] *Tecuşan, N.* Comportarea în lucraru a agregatelor de arat formate cu tractoare pe şenile. În: Revista Studii şi cercetări pentru mecanică agricolă, nr. 4, 1970.

[3] *Tecuşan, N.* Studii şi cercetări privind presiunea exercitată pe suprafaţa solului de tractorul S—650. Comunicată la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Timişoara, 1969.

CZ 621.981.685-45

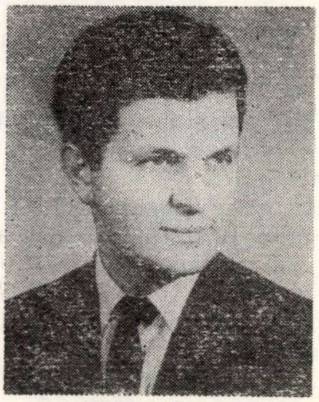
Scule pentru prelucrarea prin rulare a canalelor cu flancuri neparalele

Emil Țâru

Ing. Emil ȚÂRU – Institutul politehnic – Galați
Ing. Nicolae OANCEA – Institutul politehnic – Galați

Emil Țâru a absolvit Facultatea de mecanică, secția T.C.M. a Institutului politehnic din Iași, în 1960. Din 1963 lucrează în cadrul Catedrei de tehnologie mecanică aInstitutului politehnic din Galați. Se ocupă în special de studierea forțelor de așchiere și a prelucrabilității unor aliaje neferoase.

Nicolae Oancea a absolvit Facultatea de mecanică, secția T.C.M., a Institutului politehnic din Galați, în 1966. Lucrează în cadrul Catedrei de tehnologie mecanică a Institutului politehnic—Galați.



Nicolae Oancea

Prelucrarea prin rulare a arborilor canelați este o metodă de productivitate ridicată și precizie satisfăcătoare. Răspîndirea cea mai mare a căpătat-o așchierea cu freze melc, deoarece cu aceste scule se pot obține caneluri de lungimi apreciabile. În literatura de specialitate nu există însă un calcul al frezelor melc pentru prelucrarea canelurilor cu flancuri neparalele și cu atît mai puțin pentru cuțitele roată de mortezat.

În cele ce urmează se propune o metodă de calcul generalizată a acestor scule. În anexă se dau particularitățile care conduc la relațiile de calcul ale sculelor pentru prelucrarea canelurilor cu flancuri paralele.

Elementele geometrice ale profilului canelurilor cu flancuri neparalele. O canelură este determinată dacă se cunosc următoarele elemente :

- raza exterioară a canelurii R_e ;
- raza interioară a canelurii R_i ;
- unghiul la vîrf al flancurilor canelurii ;
- diametrul cercului înscris în golul canelurii d.

Un element de calcul al profilului sculei este unghiul la centru care subîntinde arcul de cerc de rază R_e corespunzător vîrfului canelurii, notat cu $2\gamma_e$.

Acest unghi nu se indică în mod obișnuit pe desenul de execuție al canelurii. El poate fi aflat în modul următor (fig. 1) :

Din asemănarea triunghiurilor AO_pT și AO_1K se poate scrie :

$$\frac{O_1K}{O_pT} = \frac{O_1A}{O_pA},$$

deci

$$O_pT = O_1K\frac{O_pA}{O_1A}.$$

Se observă că :

$$O_1A = \frac{O_1K}{\cos\delta} = \frac{d}{2\sin(\theta+\varepsilon)},$$

deoarece

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \beta = \frac{\pi}{2} - (\theta + \varepsilon)$$

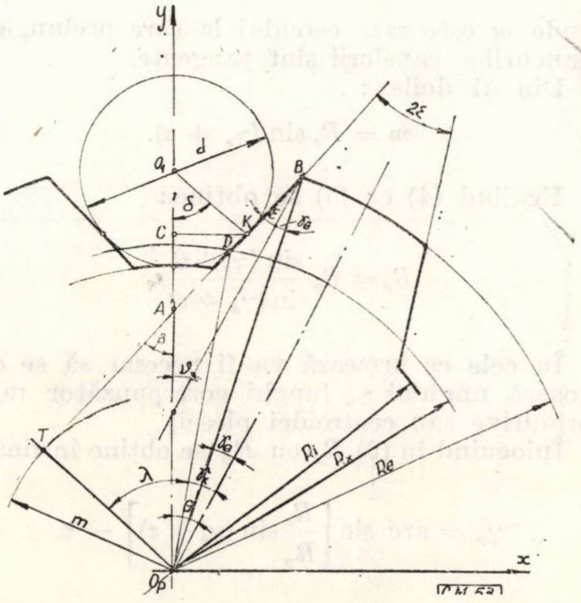


Fig. 1. Elementele geometrice ale canelurii.

și

$$O_pA = R_i + \frac{d}{2} - O_1A = R_i + \frac{d}{2} - \frac{d}{2\sin(\theta+\varepsilon)}.$$

Rezultă :

$$O_pT = \left(R_i + \frac{d}{2}\right)\sin(\theta+\varepsilon) - \frac{d}{2}. \tag{1}$$

Pe de altă parte, din triunghiul BO_pT se poate scrie:

$$O_pT = R_e \sin(\gamma_e + \varepsilon). \tag{2}$$

Egalînd (1) cu (2) rezultă γ_e:

$$\gamma_e = \text{arc} \sin\left[\frac{2R_i + d}{2R_e} \sin(\theta + \varepsilon) - \frac{d}{2R_e}\right] - \varepsilon. \tag{3}$$

în care θ este unghiul la centru corespunzător unei jumătăţi de pas a canelurii.

Expresia unei raze oarecare a canelurii, R_x, cuprinsă între R_e şi R_i, se poate determina considerînd în figura 1 triunghiurile DO_pT şi BO_pT.

Din primul triunghi:

$$O_pT = R_x \cos \lambda,$$

în care:

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - (\gamma_x + \varepsilon), \text{ iar } O_pT = m.$$

Deci,

$$m = R_x \sin(\gamma_x + \varepsilon), \tag{4}$$

unde m este raza cercului la care prelungirile flancurilor canelurii sînt tangente.

Din al doilea:

$$m = R_e \sin(\gamma_e + \varepsilon). \tag{5}$$

Egalînd (4) cu (5) se obţine:

$$R_x = R_e \frac{\sin(\gamma_e + \varepsilon)}{\sin(\gamma_x + \varepsilon)}. \tag{6}$$

În cele ce urmează va fi necesar să se cunoască unghiul γ_p (unghi corespunzător razei primitive sau centroidei piesei).

Înlocuind în (6) R_x cu R_p se obţine în final:

$$\gamma_p = \text{arc} \sin\left[\frac{R_e}{R_p} \sin(\gamma_e + \varepsilon)\right] - \varepsilon. \tag{7}$$

Calculul razei primitive a canelurii. Angrenarea dintre sculă şi semifabricat are loc dacă se respectă anumite condiţii [1, p. 432–434].

În punctul P (polul de angrenare) normala comună a celor două profile în contact formează unghiul de angrenare α cu dreapta comună de rulare. Locul geometric al punctelor de contact ale flancului dintelui sculei şi canelurii se numeşte linie de angrenare. Ea poate fi trasată unind picioarele tuturor perpendicularelor duse din polul P pe flancurile canelurii, la diferite valori ale unghiului de poziţie φ_p a acestuia.

Raza primitivă R_p a piesei se poate afla cunoscînd raza maxim posibilă de prelucrat a piesei. Pentru acest lucru se vor afla ecuaţiile parametrice ale liniei de angrenare — respectiv ale unui punct curent C (x_c, y_c) de pe această linie (fig. 2).

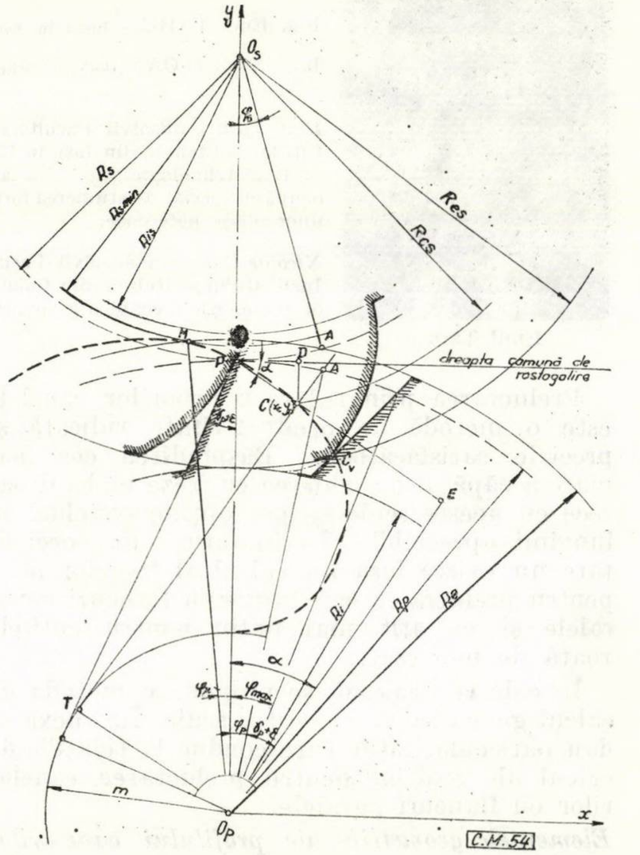


Fig. 2. Angrenarea dintre sculă şi piesă.

Luînd un sistem fix de coordonate cu originea în centrul piesei, O_p, se poate scrie:

$$x_c = PD,$$

$$y_c = O_pP - CD;$$

în care:

$$PD = PC \cos \alpha;$$

$$\alpha = \varphi_p + \gamma_p + \varepsilon.$$

φ_p este unghiul care defineşte poziţia canelurii faţă de axa O_py;

$$PC = PE - EC = R_p \sin \alpha - m;$$

$$CD = PC \sin \alpha.$$

Astfel, rezultă:

$$x_c = (R_p \sin \alpha - m) \cos\alpha; \tag{8}$$

$$y_c = R_p - (R_p \sin \alpha - m) \sin \alpha. \tag{9}$$

Dacă se înlocuieşte m cu valoarea sa din relaţia (4), în care $R_x = R_p$,

$$m = R_p \sin(\gamma_p + \varepsilon); \qquad (4')$$

se obţin ecuaţiile:

$$x_c = R_p\,[\sin\alpha - \sin(\gamma_p + \varepsilon)\cos\alpha; \qquad (10)$$

$$y_c = R_p\{1 - [\sin\alpha - \sin(\gamma_p + \varepsilon)]\sin\alpha\}. \qquad (11)$$

Relaţiile obţinute sînt valabile atît pentru angrenarea semifabricatului cu cuţitul roată cît şi cu faza melc. Ele conţin două necunoscute şi anume R_p şi γ_p.

Poziţia punctului C faţă de centrul piesei este dată de relaţia:

$$= R_c = O_pC = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} =$$

$$= R_p\sqrt{1 + \sin^2(\gamma_p + \varepsilon) - \sin^2\alpha}. \qquad (12)$$

Faţă de centrul sculei, punctul este situat la o rază R_{cs}:

$$R_{cs} = O_sC = \sqrt{x_c^2 + (R_p + R_s - y_c)^2}. \qquad (13)$$

Se va impune condiţia de extrem a expresiei (13), deoarece în aceasta sînt cuprinse razele centroidelor. Înlocuind în (13) relaţiile (8) şi (9) rezultă:

$$R_{cs} = \sqrt{(R_p\sin\alpha - m)^2\cos^2\alpha + [R_p + R_s - R_p\,(R_p\sin\alpha - m)\sin\alpha]^2} =$$

$$= \sqrt{(R_p^2 + 2R_pR_s)\sin^2\alpha - 2m\,(R_p + R_s)\sin\alpha + m^2 + R_s^2} \qquad (14)$$

$\dfrac{\mathrm{d}R_{cs}}{\mathrm{d}\alpha} = 0$ adică $2\,(R_p^2 + 2\,R_pR_s)\sin\alpha\cos\alpha - 2\,\mathrm{m}\,(R_p + R_s)\cos\alpha = 0$.

Întrucît $\cos\alpha \neq 0$ rezultă:

$$\sin\alpha_M = \frac{m\,(R_p + R_s)}{R_p\,(R_p + 2R_s)} \qquad (15)$$

Din relaţia (15) se poate determina valoarea unghiului de poziţie a canelurii φ_M, corespunzător punctului cel mai apropiat al liniei de angrenare de centrul sculei.

Într-adevăr

$$\alpha_M = \varphi_M + \gamma_p + \varepsilon$$

şi

$$\varphi_M = \alpha_M - (\gamma_p + \varepsilon). \qquad (16)$$

Pentru realizarea mişcării de rulare este necesar ca viteza tangenţială în punctul P a celor două centroide să fie egală, deci:

$$R_p\,\varphi_p = R_s\,\varphi_s$$

sau

$$\frac{R_p}{R_s} = \frac{\varphi_s}{\varphi_p} = i \qquad (17)$$

în care i este raportul de transmitere.

Înlocuind (5) şi (17) în (15) se obţine în final:

$$\sin\alpha_M = \frac{R_e}{R_p}\,\frac{i + 1}{i + 2}\sin(\gamma_e + \varepsilon) \qquad (18)$$

şi

$$\cos\alpha_M = \sqrt{1 - \left[\frac{R_e}{R_p}\,\frac{i + 1}{i + 2}\sin(\gamma_e + \varepsilon)\right]^2}\,. \qquad (19)$$

Înlocuind (18) şi (19) în (8) şi (9) şi ţinînd seamă de (5) se obţin coordonatele punctului M:

$$x_M = -\frac{R_e}{i + 2}\sin\,(\gamma_e +$$

$$+ \varepsilon)\sqrt{1 - \left[\frac{R_e}{R_p}\,\frac{i + 1}{i + 2}\sin(\gamma_e + \varepsilon)\right]^2}; \qquad (20)$$

$$y_M = R_p + \frac{R_e^2}{R_p}\,\frac{i + 1}{(i + 2)^2}\sin^2(\gamma_e + \varepsilon). \qquad (21)$$

Raza exterioară maximă a piesei care poate fi prelucrată este:

$$R_M = \sqrt{x_M^2 + y_M^2} =$$

$$= \sqrt{R_p^2 + R_e^2\,\frac{2i + 3}{(i + 2)^2}\sin^2(\gamma_e + \varepsilon)}. \qquad (22)$$

Deoarece această valoare a razei trebuie să fie egală cu raza exterioară a piesei canelate, R_e, impusă prin desenul de execuţie, se află raza primitivă a piesei cu relaţia:

$$R_p = R_e\sqrt{1 - \frac{2i + 3}{(i + 2)^2}\sin^2(\gamma_e + \varepsilon)}\,\cdot \qquad (23)$$

Luînd apriori pentru i o anume valoare (apropiată de unitate), limitată de considerente de gabarit şi rezistenţă a sculei, precum şi de mărimea diametrului exterior al piesei de prelucrat, şi calculînd γ_e cu relaţia (3), se va afla R_p, apoi, cu relaţia (7) se află γ_p.

Determinarea profilului dintelui sculei. Acest lucru se reduce la determinarea coordonatelor punctului C de contact a flancurilor dintelui sculei şi canelurii. Din figura 3 se vede că sistemul de coordonate adoptat, xO_sy, este mobil cu originea în centrul sculei iar axa y trece prin punctul A_1 de pe centroida sculei (acestuia îi corespunde punctul A de pe centroida piesei).

Desigur că pentru $\varphi_s = 0$, punctul A_1 va coincide cu polul P.

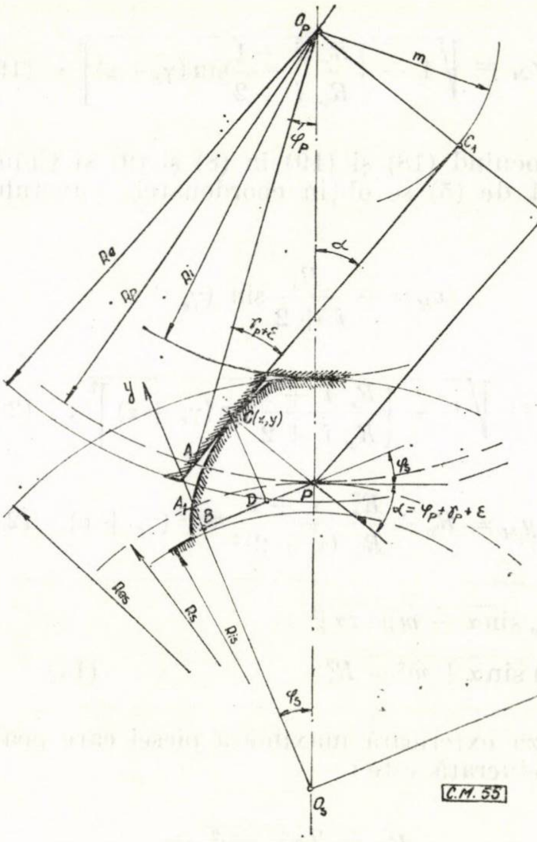


Fig. 3. Profilul dintelui cuţitului roată.

$$x = PB - PD; \tag{24}$$

$$PB = R_s \cdot \sin\varphi_s;$$

$$PD = PC\cos\widehat{CPD}$$

în care:

$$\widehat{CPD} = \varphi_s + \alpha = \varphi_s + \varphi_p + \gamma_p + \varepsilon;$$

$$PC = O_pP_1 - O_pC_1 = R_p\sin\alpha - m$$

Înlocuind în (24) elementele aflate şi ţinînd seamă de (4') se obţine:

$$x = R_s\sin\varphi_s - R_p\left[\sin(\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin(\gamma_p + \varepsilon)\right]\cos(\varphi_s + \varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) \tag{25}$$

$$y = O_sB + DC;$$

$$O_sB = R_s\cos\varphi_s;$$

$$DC = PC\sin(\varphi_s + \varphi_p + \gamma_p + \varepsilon);$$

şi:

$$y = R_s\cos\varphi_s + R_p\left[\sin(\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin(\gamma_p + \varepsilon)\right]\sin(\varphi_s + \varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) \tag{26}$$

Ţinînd seamă de relaţia (17) se ajunge după restrîngeri la următoarerea formă a coordonatelor:

$$x = R_s\left\{\sin\varphi_s - i\left[\sin\left(\frac{\varphi_s}{i} + \gamma_p + \varepsilon\right) - \sin(\gamma_p + \varepsilon)\right]\cos\left(\frac{1+i}{i}\varphi_s + \gamma_p + \varepsilon\right)\right\} \tag{27}$$

$$y = R_s\left\{\cos\varphi_s + i\left[\sin\left(\frac{\varphi_s}{i} + \gamma_p + \varepsilon\right) - \sin(\gamma_p + \varepsilon)\right]\sin\left(\frac{1+i}{i}\varphi_s + \gamma_p + \varepsilon\right)\right\} \tag{28}$$

În relaţiile (27) şi (28) R_s se adoptă, i rezultă imediat din (17); ε este dat iniţial iar γ_p se calculează cu relaţia (7). Singura variabilă va fi unghiul de poziţie al sculei, φ_s. Pentru diferite valori ale acestui unghi se vor obţine punctele corespunzătoare ale profilului dintelui sculei.

Curbele de trecere. Practic, intersecţia dintre flancul rectiliniu al canelurii şi fundul acesteia nu poate fi prelucrată de către vîrful dintelui sculei. De aceea, la baza canelurii va rezulta o porţiune de epicicloidă (notată cu linie-punct în figura 2). Punctul de la care flancul canelurii nu mai este rectiliniu s-a notat cu C_v şi este determinat de unghiul $\varphi_{\max}$ şi raza corespunzătoare R_v. Din figură se observă că acest punct corespunde cu momentul cînd vîrful dintelui sculei iese (sau intră) din contactul cu flancul canelurii.

Pentru prelucrarea corespunzătoare a piciorului canelurii şi pentru realizarea ieşirii discului de rectificat, scula trebuie prevăzută cu protuberanţe (mustăţi).

Pentru a afla raza R_v se scrie ecuaţia razei unui punct oarecare R_{cs} (14) şi se impune ca aceasta să fie egală cu raza exterioară a sculei R_{es}.

Ecuaţia (14) prin înlocuirea lui m cu relaţia 4'), devine

$$(R_{es} = \sqrt{R_p (R_s + 2R_s) \sin^2\alpha - 2R_p (R_p + R_s) \sin (\gamma_p + \varepsilon) \sin \alpha + R_p^2 \sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) + R_s^2} \quad (29)$$

Se observă că aceeaşi rază poate fi scrisă şi sub forma :

$$R_{es} = R_p + R_s - R_i \quad (30)$$

Împărţind ecuaţia (30) cu R_s, aceasta capătă succesiv forma :

$$\frac{R_p + R_s - R_i}{R_s} = \frac{R_p}{R_p}\,\frac{R_p - R_i}{R_s} + 1 = \frac{\dfrac{R_p - R_i}{R_s \cdot R_p}}{R_p} +$$

$$+ 1 = i\eta + 1, \quad (31)$$

în care :

$$\eta = \frac{R_p - R_i}{R_p}. \quad (32)$$

Se imparte şi ecuaţia (29) cu R_s şi se egalează cu (31) :

$$i (i + 2) \sin^2\alpha - 2i (i + 1) \sin (\gamma_p + \varepsilon) \sin\alpha +$$

$$+ i^2 \sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) + 1 = (i\eta + 1)^2$$

În acest mod se obţine o ecuaţie de gradul doi în sin α :

$$i (i + 2) \sin^2 \alpha - 2 (i + 1) \sin (\gamma_p + \varepsilon) \sin \alpha +$$

$$+ \sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) - \eta (i\eta + 2) = 0 \quad (33)$$

ale cărei rădăcini sînt :

$$\sin \alpha\, 1{,}2 =$$

$$= \frac{(i + 1) \sin (\gamma_p + \varepsilon) \pm \sqrt{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) + \eta (i + 2) (i\eta + 2)}}{i + 2}$$

$$(34)$$

Unghiul de angrenare de valoare mai mare va fi dat evident de rădăcina cu semnul plus. Această valoare determină poziţia punctului cel mai apropiat de centrul piesei şi situat încă pe porţiunea rectilinie a canelurii.

$$\alpha\, 1_{\max} = \varphi_{\max} + \gamma_p + \varepsilon$$

iar

$$\varphi_{\max} = \alpha_{1\,\max} - (\gamma_p + \varepsilon) \quad (35)$$

în care :

$$\alpha_{1\,\max} = \text{arc sin} \left[\frac{(i + 1) \sin (\gamma_p + \varepsilon) + \sqrt{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) + \eta (i + 2) (i\eta + 2)}}{i + 2} \right] \quad (36)$$

Raza R_v se scoate din ecuaţia (12) în care unghiul de angrenare se înlocuieşte cu (34).

$$R_v = R_p \sqrt{1 - \frac{2 (i + 1)}{(i + 2)^2} \sin (\gamma_p + \varepsilon) [\sqrt{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) + \eta (i + 2) (i\eta + 2)} - \sin (\gamma_p + \varepsilon)] - \eta \frac{2 + i\eta}{i + 2}} \quad (37)$$

ANEXA

Particularizări ale relaţiilor generalizate

1. *Freza melc pentru prelucrarea canelurilor cu flancuri neparalele.* În acest caz $R_s = \infty$; $i = 0$.

Raza primitivă a piesei canelate, dată de relaţia (23) devine :

$$R_p = R_e \sqrt{1 + \frac{3}{4} \sin^2 (\gamma_e + \varepsilon)}. \quad (38)$$

Pentru obţinerea ecuaţiilor parametrice ale muchiei tăietoare a sculei, relaţiile (27) şi (28) se vor pune sub o altă formă şi anume :

$$x = \frac{R_p}{i} \sin (i\, \varphi_p) - \frac{R_p}{i}\, i\, [\sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin (\gamma_p +$$

$$+ \varepsilon)] \cos (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) ;$$

$$y = \frac{R_p}{i} \cos (i\, \varphi_p) + \frac{R_p}{i}\, i\, [\sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin (\gamma_p +$$

$$+ \varepsilon)] \sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon).$$

Ori :

$$\lim_{i \to 0} \frac{\sin (i\, \varphi_p)}{i} = \lim_{i \to 0} \frac{\varphi_p \cos (i\varphi_p)}{1} = \varphi_p \text{ deci :}$$

$$x = R_p\, \varphi_p - R_p\, [\sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin (\gamma_p + \varepsilon)] \cos (\varphi_p +$$

$$+ \gamma_p + \varepsilon) ; \quad (39)$$

iar :

$$\lim_{i \to 0} \frac{\cos (i\varphi_p)}{i} = \lim_{i \to 0} \frac{\varphi_p \sin (i\varphi_p)}{1} = 0 \text{ şi}$$

$$y = R_p\, [\sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) - \sin (\gamma_p + \varepsilon)] \sin (\varphi_p + \gamma_p + \varepsilon) \quad (40$$

Relaţia (34) care dă unghiul de angrenare corespunzător unghiului $\varphi_{\max}$ devine :

$$\sin \alpha = \frac{\sin (\gamma_p + \varepsilon)}{2} + \sqrt{\frac{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon)}{4} - \frac{R_i}{R_p} + 1}. \quad (41)$$

Raza R_v, corespunzătoare vîrfului dintelui sculei în poziţia dată de punctul C_v, se obţine înlocuind în (12) relaţia (41) :

$$R_v = R_p \sqrt{1 + \sin^2 (\gamma_p + \varepsilon) - \left[\frac{\sin (\gamma_p + \varepsilon)}{2} + \sqrt{\frac{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon)}{4} - \frac{R_i}{R_p} + 1} = \right.}$$

$$= R_p \sqrt{\frac{\sin^2 (\gamma_p + \varepsilon)}{2} + \frac{R_i}{R_p} - \sin (\gamma_p + \varepsilon) \sqrt{\frac{\sin^2 \gamma_p + \varepsilon)}{4} - \frac{R_i}{R_p} + 1}} \quad (42)$$

2. *Cuţit roată pentru caneluri cu flancuri paralele*

În acest caz $\varepsilon = 0$. Raza primitivă a piesei devine :

$$R_p = R_e \sqrt{1 - \frac{2i+3}{(i+2)^2}\sin^2\gamma_e}. \tag{43}$$

Ecuaţiile parametrice ale profilului dintelui :

$$x = R_s\left\{\sin\varphi_s - i\left[\sin\left(\frac{\varphi_s}{i}+\gamma_p\right) - \sin\gamma_p\right]\cos\left(\frac{1+i}{i}\varphi_s+\gamma_p\right)\right\}; \tag{44}$$

$$y = R_s\left\{\cos\varphi_s + i\left[\sin\left(\frac{\varphi_s}{i}+\gamma_p\right) - \sin\gamma_p\right]\sin\left(\frac{1+i}{i}\varphi_s+\gamma_p\right)\right\} \tag{45}$$

relaţia (34) capătă forma :

$$\sin\alpha = \frac{(i+1)\sin\gamma_p \pm \sqrt{\sin^2\gamma_p + \eta\,(i+2)\,(i\eta+2)}}{i+2} \tag{46}$$

iar raza R_v :

$$R_v = R_p\sqrt{1 - \frac{(i-1)}{(i+2)^2}\sin\gamma_p\left[\sqrt{\sin^2\gamma_p + \eta\,(i+2)\,(i\eta+2)} - \sin\gamma_p\right] - \eta\frac{2+i\eta}{i+2}} \tag{47}$$

3. *Freză melc pentru caneluri cu flancuri paralele*

$$R_s = \infty;\ i = 0;\ \varepsilon = 0$$

Relaţia (23) devine :

$$R_p = R_e\sqrt{1 + \frac{3}{4}\sin^2\gamma_e}, \tag{48}$$

identică cu relaţia (587) din [1] dacă se ţine seamă de relaţia (5). Ecuaţiile profilului dintelui rezultă din ecuaţiile (39) şi (40) :

$$x = R_p\varphi_p - R_p\left[\sin(\varphi_p+\gamma_p) - \sin\gamma_p\right]\cos(\varphi_p+\gamma_p); \tag{49}$$

$$y = R_p\left[\sin(\varphi_p+\gamma_p) - \sin\gamma_p\right]\sin(\varphi_p+\gamma_p) \tag{50}$$

Dacă se ţine seamă că $\varphi_p + \gamma_p = \alpha$, se observă că şi aceste relaţii sînt identice cu (582) şi (583) din [1].

Relaţia (34) devine :

$$\sin\alpha = \frac{\sin\gamma_p}{2} \pm \sqrt{\frac{\sin^2\gamma_p}{4} - \frac{R_i}{R_p} + 1}, \tag{51}$$

iar (42) :

$$R_v = R_p\sqrt{\frac{\sin^2\gamma_p}{2} + \frac{R_i}{R_p} - \sin\gamma_p\sqrt{\frac{\sin^2\gamma_p}{4} - \frac{R_i}{R_p} + 1}} \tag{52}$$

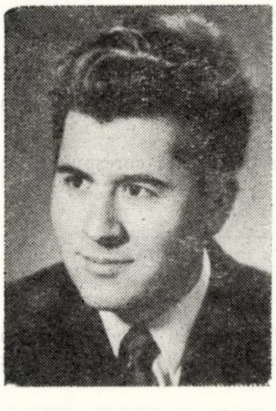
BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[2] *Semencenko, I. I.* ş.a. Proektirovanie metallorejuşcih instrumentov. Moskva, Maşghiz, 1963.

[3] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

◆



CZ 621.911. : 531.1

Contribuţii la determinarea cinematicii maşinilor de şeveruit în funcţie de elementele regimului de aşchiere

Ing. Spiru VELICU — Universitatea din Braşov

Spiru Velicu a absolvit Facultatea de tehnologia construcţiei de maşini în 1965 şi este doctor inginer la Universitatea din Braşov. În prezent este şef de lucrări la Catedra de tehnologia construcţiei de maşini din aceeaşi Universitate.

Cinematica maşinilor de şeveruit este determinată de geometria şi cinematica angrenajului elicoidal, format de scula-şever şi roata-piesă. Angrenajul elicoidal sculă-piesă creează un cadru specific pentru proiectarea acestor maşini. Aceasta datorită faptului că există relaţii, precis determinate, între toate elementele geometrice şi cinematice ale sculei şi piesei de prelucrat.

Domeniile de reglarea maşinilor de şeveruit sînt determinate, ca la oricare maşină-unealtă, de limitele extreme ale vitezelor de aşchiere, şi ale avansului.

Prelucrarea diferitelor materiale impune deci ca viteza de aşchiere să varieze în limitele

$$Dv_{as} = v_{a\,sim} \cdots v_{as.\max} \tag{1}$$

pentru care se poate defini raportul de variaţie astfel :

$$Rv_s = \frac{v_{as.\max}}{v_{as.\min}} \tag{2}$$

Maşinile de şeveruit sînt destinate prelucrării unor anumite dimensiuni de roţi-piesă pentru care sînt utilizate diferite diametre pentru scula-şever. Astfel că se poate defini un domeniu de variaţie al diametrelor

$$D_d = D_{\min} \ldots D_{\max} = 2\,(R_{\min} \ldots R_{\max}) \qquad (3)$$

şi ca urmare un raport de variaţie a acestora:

$$R_d = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} \qquad (4)$$

Considerînd acum relaţia dintre viteza de aşchiere $V_{aş}$ şi turaţia de aşchiere $n_{aş}$, se pot scrie formulele;

$$n_{aş.\max} = \frac{1000}{2\pi} = \frac{v_{aş.\max.}}{R_{\min}} \qquad (5)$$

şi

$$n_{aş.\min} = \frac{1000}{2\pi} = \frac{v_{aş.\min}}{R_{\max}} \qquad (6)$$

de unde raportul de reglare a turaţiilor pe care trebuie să le asigure maşina va fi;

$$R_{n_{aş}} = \frac{v_{aş.\max}}{v_{aş.\min}} \cdot \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = R \cdot v_{aş} R \qquad (7)$$

Mărimea avansului pentru satisfacerea cerinţelor procesului de aşchiere este cuprins în domeniul:

$$D_s = S_{\min} \ldots S_{\max} \qquad (8)$$

pentru satisfacerea căruia, sînt necesare turaţiile domeniului:

$$D_{n_{aş}} = n_{aş.\min.} \ldots n_{aş.\max} \qquad (9)$$

care limitează un domeniu pentru vitezele de avans:

$$D_w = w_{\min} \ldots w_{\max} \qquad (10)$$

Viteza de avans w rezultă din împărţirea mărimii avansului s la timpul T_s necesar parcurgerii acestui spaţiu:

$$W = \frac{s}{T_s}\ (\text{mm/min}) \qquad (11)$$

Timpul T_s, necesar producerii mişcării de avans la şeveruire, reprezintă o fracţiune din timpul ciclului cinematic T_{cc}:

$$T_s = kT_{cc} \qquad (12)$$

în care coeficientul $k \leqslant 1$.

Timpul ciclului cinematic este inversul frecvenţei numărului de cicluri produse pe minut notat în general prin $n_{aş}$:

$$T_{cc} = \frac{1}{n_{aş}}, \qquad (13)$$

rezultă că expresia generală a vitezei de avans este:

$$W = \frac{S\,n_{aş}}{k}\ (\text{mm/min}) \qquad (14)$$

Cu cele de mai sus, se poate determina viteza de avans, a cărei valoare maximă va fi:

$$W_{\max} = S_{\max} \frac{n_{aş.\max}}{k} \qquad (15)$$

iar cea minimă:

$$W_{\min} = s_{\min} \frac{N_{aş\,\min}}{k} \qquad (16)$$

Aşadar, raportul de variaţie pentru viteza de avans w, fiind dat de raportul expresiilor precedente, va fi:

$$R_w = R_s \cdot R_{n_{aş}} \qquad (17)$$

În cele ce urmează se vor determina parametrii regimului de aşchiere, cu ajutorul cărora se vor preciza domeniile de reglare pentru maşinile de şeveruit.

Viteza de aşchiere este parametrul cel mai important al procesului de şeveruire care poate fi: *viteza tehnologică* de aşchiere (teoretică) cerută şi *viteza reală* de aşchiere (cinematică), obţinută în procesul real de aşchiere pe maşina-unealtă.

Viteza tehnologică de aşchiere se determină pe baza criteriilor teoriei aşchierii, în condiţii economice, din care cauză, aceasta se exprimă în general prin formula:

$$v_{aş} = \frac{C_v}{Tm_t\, x_v\, Sy_v},\ (\text{m/min}) \qquad (18)$$

în care C_v, x_v, y_v şi m sînt constante experimentale determinate pentru diferite materiale;

T — durabilitatea şeverului;

t, s — adîncimea şi avansul de aşchiere.

Viteza de aşchiere tehnologică, recomandată de literatura de specialitate [2] şi [4], în cazul şeveruirii, este cuprinsă între 18—180 (m/min).

Viteza reală de aşchiere rezultă în cazul şeveruirii din compunerea vitezei de alunecare longitudinală v_1 şi a vitezei de alunecare a profilelor v_h, dacă se neglijează viteza de avans w, care este foarte mică în comparaţie cu vitezele periferice a şeverului v_s şi piesei v_p. Astfel, considerînd sistemul xyz (fig. 1) a cărui axă OZ coincide cu axa şeverului, iar oy trecînd prin polul angrenării p şi sistemul $x_0y_0z_0$ rotit în jurul axei OZ cu unghiul $(\pi/2 - \varphi)$; punctul N de pe axa ox_0 fiind originea evolventei, se poate determina expresia vitezei reale de aşchiere, care după efectuarea unor calcule destul de laborioase se exprimă în general prin formulele [5], [6], [7]:

$$V_{as} = \sqrt{V_l^2 \pm v_h^2 \pm 2v_l v_h \cdot \sin\beta_x \cos\sigma_x} \qquad (19)$$

în care:

$$V_l = \frac{v_s \sin\cdot(\beta_s + \beta_p)}{\cos\beta_p} \qquad (20)$$

$$v_h = \left(\frac{v_s}{R_s}\cos^3\beta_s + \frac{v_p}{R_p}\cos^3\beta_p\right)(\mathrm{tg}\,\alpha_{xs,p} - $$

$$-\mathrm{tg}\,\alpha_{s,p})\frac{R_{bs,p}}{\cos\beta_{bs,p}} \qquad (21)$$

$$\mathrm{tg}\,\beta_x = \mathrm{tg}\,\beta_{bs}\frac{R_x}{R_{bs}};\ \mathrm{tg}\,\sigma_x = -\frac{1}{\mathrm{tg}\,(\varphi + \rho)} \qquad (22), (23)$$

Notaţiile utilizate au semnificaţiile din figurile 1 şi 2.

În plus se mai arată că indicii dubli s, p din (21) precizează că pentru punctele din polul angrenării P (punctul P se află pe cilindrii de rulare a şeverului şi piesei), către vîrful dintelui şeverului; în formula vitezei v_h, se vor introduce mărimile şeverului, iar pentru punctele din polul P, spre piciorul dintelui şeverului, în formula vitezei v_h, se vor introduce mărimile piesei [2].

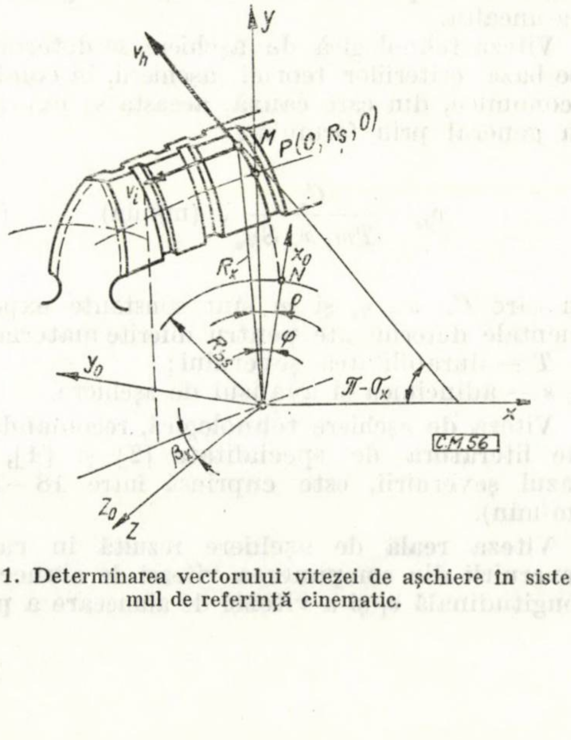


Fig. 1. Determinarea vectorului vitezei de aşchiere în sistemul de referinţă cinematic.

Din figura 2 se deduce formula:

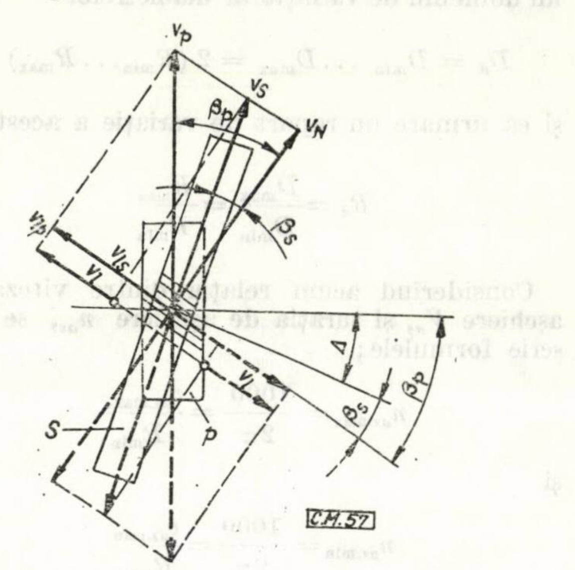


Fig. 2. Determinarea vitezei de alunecare longitudinală v_l

$$v_N = v_s \cos\beta_s = v_p \cos\beta_p, \qquad (24)$$

din care se poate explicita fie v_s fie v_p şi implicit turaţiile n_s sau n_p.

Considerînd cazul maşinilor de şeveruit cu scula acţionată, ca fiind cel mai frecvent, turaţia n este determinată din relaţia;

$$v_s = \frac{\pi D_s n_s}{1000},\ \mathrm{m/min} \qquad (25)$$

Dacă se înlocuiesc relaţiile (24) şi (25) în relaţia (19) şi se efectuează operaţiile corespunzătoare, se obţine pentru turaţia şeverului formula:

$$n_s = \frac{1000\ v_{as}}{\pi D_s\sqrt{A^2 + BC_x^2 - 2A\,DC_x\,E_x}} \qquad (26)$$

în care s-a notat:

$$A = \frac{\sin(\beta_s \pm \beta_p)}{\cos\beta_p};\quad B = \frac{\cos^6\beta_s}{R_s^2} +$$

$$+ \frac{\cos^4\beta_s\cos^2\beta_p}{R_s R_p} + \frac{\cos^2\beta_s\cos^4\beta_p}{R_p^2};$$

$$C_p = (\mathrm{tg}\,\alpha_{xs,p} - \mathrm{tg}\,\alpha_{s,p})\frac{R_{bs,p}}{\cos\beta_{bs,p}};$$

$$D = \frac{\cos^3\beta_s}{R_s} + \frac{\cos\beta_s\cos^2\beta_p}{R_p}$$

$$E_x = \sin\beta_x\cos\sigma_x.$$

Relația (26) este generală deoarece ține seamă de toate posibilitățile de lucru. Aceasta prin considerarea semnelor $\mp$ de la numitor care rezultă datorită sensurilor diferite ale vitezelor de alunecare v_1 și v_h și a semnelor $\pm$ din relația A, care rezultă datorită sensurilor de înclinare a dinților; semnul + indică același sens de înclinare a dinților iar – sensuri opuse. Unghiul de încrucișare a axelor (fig. 2 și 4), se determină cu relația;

$$\Delta = \beta_s \pm \beta_p \tag{27}$$

Viteza V_1 poate fi considerată constantă pe înălțimea dinților severului, iar sensul ei este dat de sensul de rotație (fig. 2).

Pînă în prezent, determinarea turației severului n_s s-a făcut considerînd, ca viteză de așchiere la severuire, numai viteza de alunecare longitudinală V_1. Ceea ce de fapt este corect doar în polul angrenării, pentru restul punctelor de pe înălțimea dinților severului nu mai este corect, și după cum se va vedea în continuare, nu este nici o aproximație acceptabilă.

Dacă se calculează cele două viteze, v_1 respectiv v_h într-un caz dat ($m_n = 5$ mm, $Z_s = 43$; $\beta_s = 15°$; $Z_p = 17$, $\beta = 0°$, pentru diferite turații ale severului, se obțin datele din tabela 1.

Tabela 1

Turația severului n_s, rot/min	Viteza de alunecare longitudinală v_1 m/min	Viteza de alunecare a profilurilor în punctele de la vîrful dintelui severului v_{he} m/min	Viteza de alunecare a profilurilor în punctele de la piciorul dinților severului v, m/min
95	17,2	28,1	23,1
120	21,7	36,8	29,2
150	27,3	45,8	36,4
190	34,5	58,2	46,2
240	43,5	73,3	58,1
290	52,5	88,3	70,0

De unde rezultă că, pentru punctele de la vîrful și piciorul dinților severului, viteza v_h, este mult mai mare decît viteza V_1 și deci, nu poate fi neglijată.

Prin urmare, viteza de așchiere v_{as} are, în procesul de severuire, o valoare minimă în polul angrenării, unde $v_{as} = v_1$ și valori maxime la vîrful și piciorul dinților severului (fig. 3).

Pentru determinarea turației severului n_s, este mai rațional să se considere o valoare medie pentru viteza de așchiere v_{as}, și respectiv, pentru viteza de alunecare a profilelor v_h. Astfel că din relația (21) se poate determina unghiul de presiune α_{xs} corespunzător acestei valori și implicit valorile expresiilor Cx și Fx. Acestea sînt adevărate în cazul cînd există mașina de severuit, deci atunci cînd se proiectează procesul tehnologic.

În cazul proiectării unei mașini noi se pot determina turațiile n_s, pentru limitele domeniilor de reglare D_{Ds}, D_{Dp} și Dv_{as}, dacă se precizează că punctul M de pe profil, în care viteza de așchiere v_{as}, are valoarea medie la raza R_x, determinată de formula:

$$R_x = R_s \pm (0{,}50\ldots0{,}70)m, \tag{27}$$

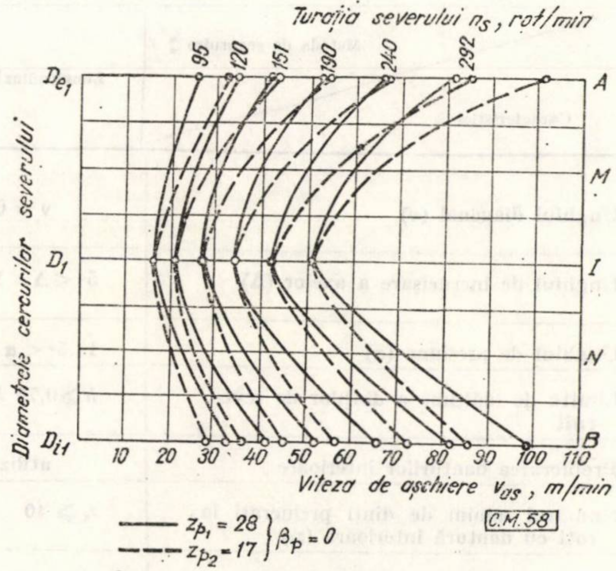


Fig. 3. Variația vitezei de așchiere pe înălțimea dinților severului.

în care m este modulul cremalierei generatoare iar valoarea de 0,50 se consideră la determinarea turației minime n_{smin} respectiv 0,70 pentru n_{smax}. Semnele $\pm$ se referă la punctele de pe vîrful dintelui, respectiv piciorul dintelui.

Cunoscînd raza R_x, se pot determina toate mărimile necesare calculării expresiilor C_x și E_x.

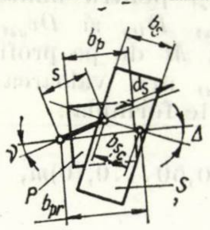
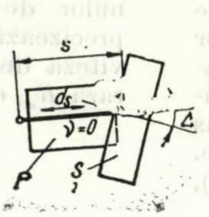
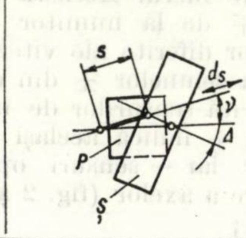
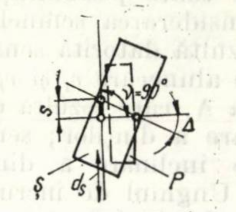
Avansul de așchiere la severuire, din punct de vedere al direcției de realizare, față de axa roții-piesă, poate fi longitudinal s sau radial t. Din aceste două tipuri de avansuri, avansul radial nu este influențat de geometria și cinematica angrenajului elicoidal sever-piesă, în timp ce avansul longitudinal este determinat de acest angrenaj.

Severuirea economică a oricărei lățimi de roată a impus aplicarea mai multor procedee de severuire.

În tabela 2 sînt rezumate metodele de severuire mai utilizate.

Mărimea avansului (s) se exprimă în cazul severuirii ca un spațiu raportat la lățimea roții piesă. Pentru metodele de severuire (tabela 2) avansurile sînt denumite avans axial ($\nu = 0°$), avans oblic (ν=0°) și avans transversal ($\nu = 90°$).

Tabela 2

Caracteristici / Metoda de şeveruire	Longitudinală (paralelă)	Diagonală: Diagonal-longitudinală (longitudinal-oblic)	Diagonală: Diagonal-transversală (Transversal-oblic)	Transversală (perpendiculară)
				
Unghiul diagonal (ν)	$\nu = 0$	$0° < \nu < 45°$ $0° < \nu < 90°$	$45° < \nu < 90°$	$\nu = 90°$
Unghiul de încrucişare a axelor (Δ)	$5° < \Delta < 20°$	$\Delta \approx 10° - 15°$		$3° < \Delta < 15°$ pînă la 3° pentru roţi bloc
Unghiul de presiune (α)	$14{,}5° < \alpha < 25°$	$14{,}5° < \alpha < 25°$		$14{,}5° < \alpha - 25°$
Limita de înălţime a dinţilor de şeveruit	$h \geqslant 0{,}75\ h_{normal}$	$h > 0{,}75\ h_{normal}$		$h > 0{,}75\ h_{normal}$
Prelucrarea danturilor interioare	utilizată	neutilizată		neutilizată
Numărul minim de dinţi prelucraţi la roţi cu dantură interioară (z_i)	$z_i \geqslant 40$	—		—
Numărul minim de dinţi prelucrat la roţi cu dantura exterioară (z_e)	$z_e \geqslant 10$	$z_e \geqslant 10$		$z_e' \geqslant 10$
Se utilizează economic pentru lăţimi de roată-piesă (b_p)	$b_p > 50$ mm	$b_p < 50$ mm		$b_p < 50$ În special la roţi dinţate bloc.
Prelucrarea dinţilor bombaţi sau conici	prin reglarea maşinii	Parţial posibil prin reglarea maşinii		Prin fasonarea sculei
Avansul de lucru pe lăţimea roţii–piesă (S)	$s \approx b_p + 2\,m$	$s = \dfrac{b_{pr} \sin \Delta}{\sin \nu + \Delta} = \dfrac{b_{sr} \sin \Delta}{\sin \nu}$		$s = b_{sr} \sin \Delta = b_{pr}\,\mathrm{tg}\Delta$
Lăţimea roţii–piesă	Nu depinde de lăţimea sculei	$b_{pr} = \dfrac{b_{sr}\ (\nu + \Delta)}{\sin \nu}$		$b_{pr} = b_{sr} \cos\Delta$
Utilizarea sculei	nesatisfăcătoare	bună		bună
Precizia şi calitatea obţinută	bună	bună		mai puţin bună
Productivitate	puţin productivă	mai productivă		cea mai productivă

Avansul axial este egal cu lăţimea realparcursă a roţii b_{pr} (fig. 4) care este mai mare decît lăţimea piesei b_p, cu o lungime oarecare, recomandată de diferite firme producătoare de maşini de şeveruit. Acesta este necesar pentru intrarea în aşchie, ieşirea din aşchie şi pentru oprirea şi inversarea sensului de rotaţie la capătul cursei de avans.

În genere la şeveruirea longitudinală avansul va fi :

$$S = b_{pr} \approx b_p + 2m \tag{28}$$

în care m este modulul angrenajului şever-piesă.

La şeveruirea diagonală avansul oblic se determină din triunghiul ABC (fig. 4). Aplicînd teorema sinusurilor, se obţine :

$$\frac{b_{sr}}{\sin \nu} = \frac{s}{\sin \Delta} = \frac{b_{pr}}{\sin(\nu + \Delta)} \tag{29}$$

Din primul şi ultimul termen rezultă formula :

$$\mathrm{tg}\,\nu = \frac{\sin \Delta}{b_{pr}/b_{sr} - \cos\Delta} \tag{30}$$

Lăţimea real utilizată a şeverului — disc este mai mică, şi anume, circa 75 % din lăţimea b_s.

Din (29) se obţin pentru mărimea avansului relaţiile:

$$S = \frac{b_{pr} \sin \Delta}{\sin (\nu + \Delta)} = \frac{b_{sr} \sin \Delta}{\sin \nu} \qquad (31)$$

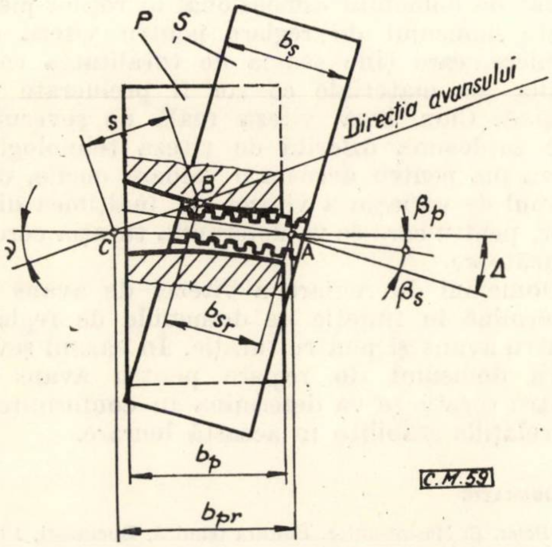


Fig. 4. Determinarea mărimii avansului (*s*).

De unde rezultă că avansul descreşte cînd creşte unghiul diagonal, la lăţimea constantă a piesei şi la unghi constant între axe. Figura 5 arată modul de variaţie a avansului funcţie de unghiul diagonal, pentru un unghi între axe de 15°, atît în cazul determinărilor avansului funcţie de lăţimea roţii-piesă cît şi în cazul determinării avansului funcţie de lăţimea şeverului. Ca urmare, pentru o lăţime de roată $b_{pr} = 50$ mm şi o lăţime utilă a şeverului $b_{sr} = 20$ mm, unghiul diagonal $\nu = 9{,}6°$ şi avansul $s = 31$ mm. Pentru un unghi diagonal mai mic, lăţimea discului de şeveruit nu se utilizează complet, iar cu un unghi diagonal mai mare, lăţimea dinţilor nu se şeveruieşte complet şi, deci, operaţia este compromisă. Aşadar punctele de intersecţie ale celor două tipuri de curbe b_{sr} şi b_{pr} reprezintă dubla egalitate din relaţia (31).

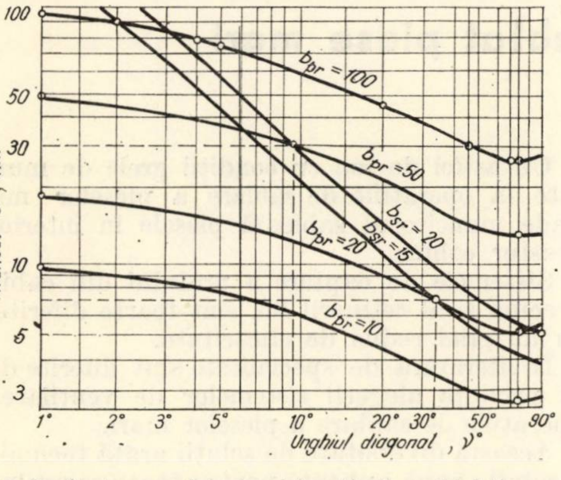


Fig. 5. Graficul avansului *s* (mm) funcţie de unghiul diagonal, pentru un unghi între axe Δ = 15

Dacă s-ar folosi un disc de şeveruit cu lăţimea utilă de 15 mm, unghiul diagonal ar putea fi reglat la 6,3° şi avansul ar fi de 35,5 mm, deci acest reglaj ar fi mai puţin productiv ca precedentul deoarece avansul este mai mare.

Avansul minim se obţine atunci cînd numitorul relaţiilor (31) va avea valoarea maximă, adică:

$$\sin (\nu + \Delta) = 1 \text{ sau } \sin \nu = 1 \qquad (32)$$

de unde, se obţine:

$$\nu + \Delta = 90^0 ; \; \nu = 90° \qquad (33)$$

Cu acestea avansul minim va fi:

$$S_{min} = b_{pr} \sin\Delta ; \; S'_{min} = b_{sr} \sin\Delta \qquad (34)$$

Relaţiile (31) şi (33) precizează că avansul minim se obţine atunci cînd direcţia avansului este perpendiculară pe axa roţii — piesă $\nu = 90°$. Adică în cazul şeveruirii transversale totdeauna se lucrează cu avans minim, deci cu productivitate maximă. De asemenea valoarea avansului este minimă şi atunci cînd direcţia avansului este perpendiculară pe axa şeverului. Aceasta rezultă din triunghiul ABC (fig. 4) în care se consideră $\vartheta + \Delta = 90°$, adică $B = 90°$.

Cunoscînd că $\Delta \approx 10° - 15°$, se poate preciza că şeveruirea diagonală, cu avans minim se poate face numai atunci cînd unghiul diagonal $\vartheta \approx 80° - 75°$, deci în cazul unei şeveruiri de tip transversal-oblic (V. tabela 2). Pe de altă parte, în graficul din figura 5 cele de mai sus rezultă mai sugestiv. Adică toate curbele b_{pr} am un minim la $\vartheta = 75°$ pentru că $\Delta = 15°$.

Calculînd avansul minim în cazul $b_{pr} = 50$ mm, acesta este de 13 mm, ceea ce reprezintă doar 26 % din valoarea avansului la şeveruirea longitudinală. Calculînd, în acest caz, lăţimea utilă a discului de şeveruit cu formula:

$$b_{sr} = \frac{b_{pr} \sin \nu}{\sin (\nu + \Delta)}, \qquad (36)$$

se obţine $b_{sr} = 48{,}3$ mm. Discurile de şeveruit cu o astfel de lăţime sînt scumpe şi dacă se observă figura 5, rezultă că nu pot fi utilizate economic. Din exemplul considerat se constată că un şever cu lăţimea utilă de 15 mm, poate fi folosit pentru roţi dinţate cu lăţimea pînă la 15,5 mm, la un unghi diagonal de 75°.

Pe lîngă o productivitate mare, şeveruirea în diagonală şi transversală, are şi avantajul unei bune utilizări a discului de şeveruit. Aceasta se explică prin considerarea figurii 4, unde se observă că prin deplasarea pe direcţia avansului punctele *B* şi *C* se vor suprapune. În acest timp însă punctul de contact dintre flancuri va parcurge distanţa AB, adică lăţimea utilă a şeverului. Altfel spus, fiind date direcţia avansului şi direcţia axei roţii-piesă, prin deplasarea axei şeverului paralelă cu ea însăşi, cu punctul *B* alunecînd pe direcţia avansului, spre punctul *C*, punctul *A*, se apropie din ce în ce mai mult de punctul *B* suprapunîndu-se cu *B* în punctul *C*, unde triunghiul considerat se reduce la un punct.

În cazul şeveruirii longitudinale punctul de intersecţie al axelor nu se deplasează decît pe axa roţii-piesă din *A* pînă în *C* în timp ce pe axa şeverului punctul de contact fiind fix produce o uzură neuniformă sculei.

Datorită avantajelor pe care le prezintă, şeveruirea diagonal şi transversal, permite regimuri de aşchiere mai intense Aceasta precum şi avansul mai mic, determină o reducere substanţială a timpilor de bază necesari pentru şeveruirea diagonală. Ceea ce rezultă din relaţia care determină timpul de bază:

$$t_b = \frac{2S}{W}(i_a + i_0), \text{ min} \qquad (37)$$

unde s-a notat cu i_a şi i_0 numărul de treceri cu alimentare şi respectiv fără alimentare.

Maşinile de şeveruit pentru piese mari ($\varnothing > >500$ mm) nu sînt avantajoase de la şeveruirea transversală deoarece această metodă nu poate fi aplicată decît la roţile dinţate cu lăţimea pînă la cca 24 mm în cazul utilizării unui şever disc cu lăţimea de pînă la 30 mm.

Concluzii. Determinarea cinematicii maşinilor de şeveruit este influenţată pe de o parte, de dimensiunile şi materialul pieselor de prelucrat, iar pe de altă parte de relaţiile care există datorită angrenajului elicoidal sculă-piesă.

Domeniul de reglare a turaţiilor este determinat de domeniul dimensional al roţilor-piesă şi de domeniul de reglare pentru viteza de aşchiere, care ţine seama de totalitatea calităţilor de materiale ce vor fi prelucrate pe maşină. Cum însă viteza reală de şeveruire este totdeauna diferită de viteza tehnologică se va lua pentru aceasta o valoare medie, din cîmpul de variaţie a vitezei pe înălţimea dinţilor, pentru care se va determina turaţia corespunzătoare.

Domeniul de reglare a vitezei de avans se determină în funcţie de domeniile de reglare pentru avans şi pentru turaţie. În cazaul şeveruirii domeniul de reglare pentru avans şi pentru turaţie se va determina în conformitate cu relaţiile stabilite în această lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Maşini-unelte. Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

[2] *Dudley, W. D.* La Pratique de L'engrenage. Paris, 1958, p. 263—271.

[3] *Henriot, G.* Traité theoretique et pratique des engrenages. Paris, 1962.

[4] *Uhli G. K.* The technical shaving gear. In: Monthly Technical Review, 5 nr. 11, nov. 1961.

[5] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul cinematic al procesului de finisare prin şeveruire a roţilor dinţate. În: Construcţia de maşini nr. 9/1968.

[6] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul geometriei constructive şi cinematice a şeverelor-disc. În: Construcţia de Maşini nr. 12/1968.

[7] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul variaţiei vitezei de aşchiere la şeveruire. În: Construcţia de Maşini nr. 4/1970.

CZ 621.924.9.079 : 628.83

Studiul ventilării cabinelor de sablat piese mari

Dr. ing. Victor VOICU – I.C.S.P.M. – Bucureşti

Aerul din turnătorii este viciat prin vapori şi pulberi fine de fier, plumb, arsenic, antimoniu, zinc şi altele, dar cea mai intensă viciere apare datorită aerului încărcat cu praful rezultat din operaţiile de preparare şi manipulare a nisipului şi a amestecurilor,

Una dintre problemele căreia i se acordă o atenţie permanentă este aceea a locurilor de muncă unde există degajări de praf cu conţinut ridicat de siliciu. În aceste locuri de lucru, lipsa unei instalaţii de ventilare eficientă dă naştere la numeroase cazuri de îmbolnăviri de silicoză.

Un astfel de loc cu condiţii grele de muncă este la operaţiile de sablare a pieselor mari, unde muncitorul sablează piesele în interiorul acestor cabine.

Sistemele de captare a prafului din cabină, precum şi al reţinerii lui, sînt foarte diferite şi cu un grad redus de eficacitate.

În literatura de specialitate sînt diferite date în privinţa alegerii sistemelor de ventilare la operaţiile de sablare a pieselor mari.

Această diversitate de soluţii arată tocmai că o soluţie bună aplicată pentru toate cazurile nu a fost găsită şi este necesar a se studia pentru fiecare caz condiţiile optime de construcţie şi funcţionare a instalaţiei de ventilare.

La proiectarea unei instalaţii corespunzătoare din punctul de vedere al protecţiei muncii rezultă că este necesar a se ţine seamă de următoarele condiţii de bază :

— capacitatea de lucru a cabinei de sablat trebuie să asigure posibilitatea executării lucrărilor de sablaj a pieselor mari turnate din fontă sau oţel, executate în general ca unicate ;

— ventilaţia trebuie concepută în aşa fel încît să nu creieze curenţi violenţi de aer în interior, care ar putea incomoda pe muncitor şi ar produce o turbulenţă prea mare a prafului produs prin sablare ;

— instalaţia trebuie să aibă posibilitatea să funcţioneze cu aerul luat din interiorul halei, sau cu aer luat din exterior, adoptînd ulterior condiţiile eventual necesare ;

— cabina servind numai pentru piese mari turnate în general ca unicate, care se toarnă la intervale de timp suficient de mari şi nu în serie continuă, va putea avea un singur perete cu uşi prin care se va face intrarea şi ieşirea pieselor, nefiind necesar un mers continuu într-o singură direcţie a pieselor.

Stabilirea sistemului de ventilare

Pe plan mondial există diverse metode de ventilare care nu dau rezultate satisfăcătoare.

Din analiza fiecărei metode de ventilare în parte se constată că aceste metode prezintă o serie de dificultăţi care nu corespund din punctul de vedere al protecţiei muncii.

Pe baza studiului comparativ al metodelor expuse s-a ajuns la alegerea unei soluţii proprii, care să întrunească toate condiţiile bune de lucru.

Sistemul de ventilare a fost experimentat la o cabină avînd o capacitate de sablare pentru piese mari înscrise într-un gabarit de 2400 × × 2400 × 2000 mm. Adăugînd spaţiul necesar pentru lucru, cu unul sau doi muncitori în interior, s-a ajuns la o dimensionare a camerei de sablaj de 3800 × 4000 în plan şi 2800 mm înălţime ;

— intrarea aerului în cabină se face prin plafon perforat ;

— plafonul este parţial format din carouri de blocuri de sticlă „Luxfer" deasupra cărora se instalează patru surse puternice de lumină, care asigură o iluminare corespunzătoare în interiorul cabinei ;

— aspiraţia aerului încărcat cu praf se face prin două fante laterale la baza pereţilor laterali, de unde prin pereţi dubli este condus la două conducte superioare de aspiraţie, precum şi o aspiraţie centrală printr-o conductă plasată în buncăr. Astfel se realizează o aspiraţie mai omogenă pe întreaga suprafaţă a grătarului evitînd formarea de curenţi violenţi ce s-ar produce prin aspiraţia neuniformă pe suprafaţa orizontală a cabinei şi crearea de zone moarte ;

— epurarea aerului de praf se face într-o primă etapă printr-o baterie de cicloane de 600 mm Ø de tip construit şi experimentat de I.C.S.P.M. cu care s-a realizat un grad de eficacitate superior celorlalte tipuri de cicloane.

Calculul şi dimensionarea elementelor instalaţiei de ventilare

Cabina are secţiunea orizontală interioară de 3800 mm lungime şi 4000 mm lăţime.

Înălţimea netă inferioară între plafon şi grătare este de 2880 mm. Suprafaţa orizontală a cabinei este 3,8 × 4 = 15,2 m².

Se admite o viteză W descendentă a aerului de ventilare de 0,44 m/s.

Debitul de aer va fi :

$$D = 15{,}2 \times 0{,}44 = \sim 24000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Acest debit va fi aspirat prin trei conducte dispuse astfel : două conducte laterale a 6000 m³/h = 12000 m³/h o conductă care aspiră aerul din buncăr = 12000 m³/h.

Pentru ventilarea utilajelor anexe generatoare de praf se prevede un debit de 4000m³/h care va fi aspirat prin racordul special plasat la colectorul general al instalaţiei. Rezistenţa totală pe acest racord va trebui să fie egală cu rezistenţa aerului trecută prin cabină.

Pentru conductele de aspiraţie laterale debitul de aer pe secundă va fi : $D = \dfrac{6\,000}{3\,600} =$ $= 1{,}67$ m³/s

Secţiunea necesară a conductei va fi :

$$S = \frac{1{,}67}{22} = 0{,}076 \text{ m}^2$$

Conducta va avea dimensiunile 160 × 480 mm şi va fi plasată în locul rezervat la partea superioară a spaţiului dintre cei doi pereţi care au dimensiunile : 180 × 500 mm.

Gura de aspiraţie va trebui să producă o depresiune care să asigure echilibrarea tuturor punctelor de aspiraţie.

Se admite o reducere a secţiunii de trecere a aerului de 15% faţă de secţiunea conductei 0,076 × 0,85 = 0,065 m².

Se alege o secţiune în formă de fantă cu dimensiunile :

80 × 800 mm

Rezistenţa creată de această reducere a secţiunii rezultă din valoarea lui :

120 coeficient de rezistenţă locală care la raportul ariilor

$$\frac{A_0}{A} = 0{,}85 ; \qquad \varepsilon_{120} = 3{,}75$$

A_0 fiind aria fantei de aspiraţie; A — aria conductei

Pierderea de presiune este dată de relaţia

$$\Delta P = \varepsilon \frac{W^2}{2g}$$

în care:

ε este coeficientul de rezistenţă menţionat;
w — viteza aerului în m/s;
g — acceleraţia gravităţii, m/s²;
γ — greutatea specifică a aerului, kgf/m³.

Rezultă:

$$\Delta P = 3{,}75 \frac{22^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 1{,}2 = 110 \text{ mm } H_2O$$

Pe conductele superioare de aspiraţie apar două coturi ce formează 90° avînd un coeficient de rezistenţă

$$\varepsilon_{10} = K_1 \cdot B_1 - C_{10}$$

în care $K_1 = 1$

Diametrul echivalent al secţiunii este:

$$D_e = \frac{2a \cdot b}{a + b} = \frac{2.480.160}{480 + 160} = 240 \text{ mm}$$

În scopul micşorării efectelor eroziunii şi înfundării cu praf al conductelor de aspiraţie se ia raza mare de curbură

$$R = 5b = 5 \times 160 = 800 \text{ mm}$$

iar rezistenţa a două coturi

$$\Delta P = 2.\ 0{,}044 \frac{22^2}{2.9{,}81} \cdot 1{,}2 = 2{,}6 \text{ mm } H_2O$$

Lungimea conductei este de 4,5 m (conform diagramei) pentru care se obţine o rezistenţă de 3 mm H_2O/m, deci

$$\Delta P = 4{,}5.3 = 13{,}5 \text{ mm } H_2O.$$

Rezistenţa totală pe conductă va fi

$$P_{total} = 110 + 2{,}6 + 13{,}5 = 126 \text{ mm } H_2O$$

Debitul aspirat prin această conductă

12000 m³/h = 3,33 m³/s

La viteza admisă pe conductă de 22 m/s secţiunea va fi $S = \frac{3{,}33}{22} = 0{,}152$ m², care ne conduce să alegem o secţiune de 0,320 × × 0,480.

Pentru o mai bună echilibrare a reţelei de ventilare se introduce o rezistenţă prin micşorarea secţiunii conductei de aspiraţie la 85%, 0,85–0,152 = 0,129 m², care se realizează la o lăţime de 0,160 m.

$\frac{0{,}129}{0{,}160} = 0{,}80$ m, deci secţiunea va fi de 160×800 mm.

Rezistenţa la aspiraţie calculată exact ca în cazul precedent $\Delta_p = 110$ mm H_2O

Conducta are două coturi la 90° $\varepsilon_{10} = K_1 . B_1 C_{10}$

Diametrul echivalent, $D_e = \frac{2 \cdot 320 \cdot 480}{320 + 480} = 380.$

Se ia $R/D_e \sim 2$; cu $R = 800$ mm; rezultă $B_1 = 0{,}12$; $K_1 = 1$; $C_{10} = 1{,}1$ şi $\varepsilon_{10} = 1.0,\ 12.1{,}1 = 0{,}13$

$$\Delta_p = 2.0{,}13 \cdot \frac{22^2}{2.9{,}81} . 1{,}2 = 7{,}6 \text{ mm } H_2O$$

Conducta care aspiră aerul din buncăr are o lungime de 6 m. La viteza de 22 m/s diagrama dă o rezistenţă de 1,5 mm/m.

$$\Delta_p = 6.1{,}5 = 9 \text{ mm } H_2O$$

Rezistenţa totală va fi 110 + 7,6 + 9 = = 127 mm H_2O

Din acest calcul rezultă că reţeaua de ventilare care aspiră din buncăr este bine echilibrată cu rezistenţa conductelor laterale.

— *Plafonul perforat al cabinei.* Debitul total ce trebuie aspirat din cabină este de 24000 m³/h = 6,67 m³/s. Suprafaţa totală a plafonuui 3,80.4,00 = 15,2 m².

Se admite o scădere cu 10% a suprafeţei pentru zonele ocupate de barele profilate necesare pentru susţinerea plafonului perforat şi plăcile translucide ale instalaţiei de iluminat.

Suprafaţa netă 15,2.0,9 = 13,7 m²

Debitul total trecut prin găuri este $D_g = S . i . \alpha . W_0$

în care:

D_g este debitul de aer total trecut prin găuri m³/s;
S = suprafaţa totală a plafonului găurit m²;
i = coeficient de procentaj al suprafeţei găurilor faţă de suprafaţa totală a plafonului;
α = coeficient de contracţie la trecerea aerului prin găuri considerat 0,63;
W_0 — viteza reală de curgere a aerului prin găuri, m/s.

În scopul unei repartiţii cît mai uniforme a aerului se introduce o rezistenţă luînd viteza de curgere $W_0 = 3$ m/s.

Se consideră prin urmare

$W_0 = m/s$; $D_0 = 6{,}67$ m³/s; $S = 13{,}7$ m²; $\alpha = 0{,}63$

Din relația de mai sus se obține

$$i = \frac{D_0}{S.\alpha.W_0} = \frac{6,67}{13,7.0,63.3} = 0,258$$

Suprafața totală a găurilor va fi:

$$S_g = S.i = 13,7.0,258 = 3,53 \text{ m}^2$$

Se alege diametrul găurilor de 10 mm. Aria secțiunii unei găuri de 10 mm este:

$$s = 0,785.\frac{10^2}{1000^2} = \frac{78,5}{10}\text{m}^2$$

numărul de găuri va fi

$$n = \frac{3,53.10^6}{78,5} = 45000$$

Deci se vor face 200 rînduri de găuri cu cîte 225 găuri pe un rînd (sau altă distribuție apropiată). Distanța între găuri va fi de circa 18... 20 mm, conform planului. Se controlează la ce distanță de plafon jeturile de aer trecut prin găuri ajung la o pînză uniformă cu viteza de 0,44 m/s.

În diagrama Tenelius, expresia 100 W_x/W_0 are valoarea 100 × 0,44/3 = 14,7.

La această valoare corespunde pe abscisă: $x/d_0 = 35$

W_x — viteza aerului la distanța x de la tavan, m/s;

W_0 — viteza aerului la plafon, m/s;

d_0 — diametrul găurii, m;

pentru $d_0 = 0,01$ rezultă $x = 35.0,01 = 0,35$ m.

Se realizează, prin urmare, uniformitatea pînzei de aer la o distanță de 35 cm de plafon, după care urmează o curgere uniformă a masei de aer cu viteza de 0,44 m/s în jos spre grătar.

Rezistența produsă de trecerea aerului prin găuri pentru A_0 (aria găurilor) = 3,55 m²;

A_t (aria plafonului) = 13,7 m²

$$\text{raportul } \frac{A_0}{A_t} = \frac{3,55}{13,7} = 0,258$$

După diagrama (INCERC) ξ 114 = 32 (pag. 64), iar rezistența este

$$\Delta_p = 32\cdot\frac{3^2}{2.9,81}.1,2 = 17,6 \text{ mm } H_2O$$

Aspirația aerului se face prin două suprafețe verticale: una între conductele laterale din spate, și una deasupra ușii, avînd în total o suprafață de 2.400.0,5 = 4 m².

Se acoperă cu plasă de sîrmă cu ochiuri de 20×20 mm, din sîrmă zincată de 2 mm grosime; viteza aerului prin plasă este de 1,67 m/s.

Rezistența totală la trecerea aerului prin traseul complet plafon, cabină și conducte este de: $R = 17,6 + 126 = \sim 144$ mm H_2O

Extremitatea conductei de racord va dispune de o depresiune egală cu 144 mm H_2O a colectorului din care se scade presiunea consumată de măsurare.

Rezistența totală pe această conductă este de 12 mm H_2O. Rămîne deci disponibil pentru utilaje 144—12 = 132 mm H_2O. Conducta generală de la colectorul de ieșire din bateria de cicloane pînă la difuzor are o lungime totală de 15 m. Rezistența la secțiune de 680 m Ø și viteza de 22 m/s este de 0,75 mm H_2O/m. $P = 27$ mm H_2O.

La ieșirea aerului din conducta de refulare a ventilatorului se va monta o clapă de reglaj care trebuie să producă o rezistență de circa 120 mm H_2O.

Din calculul pierderilor de presiune al instalației de ventilare de mai sus este necesar un ventilator cu următorii parametrii: debit 28000 m³/h și presiunea de circa 400 mm H_2O.

◆

Documentare

Produse în fabricaţia curentă

Grupuri electrogene de 80 KVA intrate în producţie la Uzina de Maşini Electrice din Bucureşti

Pentru alimentarea cu energie electrică a instalaţiilor electrice de lumină şi forţă, a căror racordare la reţea impune cheltuieli importante Uzina de maşini electrice din Bucureşti fabrică în prezent grupuri electrogene normale (staţionare şi mobile) şi automate (staţionare) de 80 KVA. Constructiv, aceste grupuri se compun dintr-un generator sincron, motor diesel ,,Torpedo" de 105 CP la 1500 rot/min, un tablou de comandă, varianta mobilă avînd cele trei părţi montate pe o remorcă, ce permite tractarea grupului. Cuplarea motorului cu generatorul sincron se face prin intermediul unui cuplaj elastic ,,Periflex". Motorul este prevăzut în afara pompei de injecţie şi a regulatorului de turaţie ,,Bosch" şi cu un servomotor de reglare fină a turaţiei. Motorul are tabloul de comandă mecanic prevăzut cu contoare, tahometru, termometru—apă şi manometru—ulei.

Grupurile automate dispun de dispozitive pentru pornirea automată şi pentru preîncălzirea apei, sisteme de alarmă şi de oprire automată în funcţie de temperatura apei şi de presiunea uleiului. Capacitatea sistemului de răcire asigură funcţionarea acestor grupuri electrogene şi în zonele climaterice tropicale. Schema electrică a acestor grupuri dispune de un sistem de autoexcitaţie şi autoreglare a tensiunii superior excitatricelor rotative. Tabloul de comandă este echipat cu ampermetre, voltmetre, kilowatmetru, frecvenţmetru, întrerupător automat cu relee termice şi electromagnetice, sistem de autoexcitaţie şi autoreglare a tensiunii care îndeplineşte funcţiile de comandă, pornire, reglare şi control.

Aceste grupuri electrogene fabricate în serie de Uzina de Maşini Electrice din Bucureşti pot fi exploatate şi ca grupuri de intervenţie, atunci cînd reţelele electrice se defectează. De asemenea, pot funcţiona în paralel cu alte grupuri identice.

E. K.

Noi maşini destinate industriei rulmenţilor la Uzina Mecanică din Plopeni

Manifestînd o permanentă preocupare pentru îmbogăţirea programului de fabricaţie cu noi produse de performanţă, Uzina mecanică din Plopeni face pregătiri intense în vederea asimilării în fabricaţia de serie a două noi maşini destinate industriei rulmenţilor. Este vorba de maşina de pilit bile MPB—450 şi de cea pentru lepuitul bilelor MLB—450.

Destinată pilirii bilelor de rulmenţi, fără tratament termic, obţinute prin presarea la rece sau la cald, maşina de pilit bile MPB—450 va fi construită în două variante:

— pentru pilirea bilelor cu diametrul de 1—3 mm, cu sistem hidraulic (pentru ejecţie) de circulare a bilelor, evitînd astfel aderarea bilelor între ele şi la pereţii alimentatorului (maşina MPB—450/I);

— pentru pilirea bilelor cu diametrul cuprins între 1,5 şi 6 mm, la care sistemul hidraulic de circulare a bilelor devine insuficient, datorită masei sporite a bilelor ce trebuie antrenată (maşina MPB—450/II).

Discurile acestei maşini, cu diametrul de 450 mm, sînt dispuse în plan vertical şi asigură buna alimentare şi uşoara eliminare a aşchiilor rezultate din prelucrare. Acest fel de aşezare mai permite obţinerea unor bile cu caracteristici geometrice superioare (ovalitatea şi poligonalitatea bilelor prelucrate 0,010 mm şi dispersia dimensională a şarjei prelucrate 0,015 mm) şi cu o bună rugozitate a bilelor (Ra = 1,25). Apropierea şi depărtarea discurilor, ca şi presiunea dintre acestea, se realizează hidraulic (cu menţinerea automată la MPB—450/II), cu ajutorul unui cap de forţă elastic. Forţa dintre discuri, de 10 000 kgf, asigură realizarea unei productivităţi orare de 0,5 kg ... 0,8 kg metal aşchiat, în cazul primei variante (MPB—450/I), şi de 1 kg ... 2,5 kg metal aşchiat, pentru MPB—450/II. În raport cu diametrul bilelor, cu diametrul discurilor şi cu necesitatea asigurării unei bune circulaţii a bilelor, capacitatea depozitului de bile este de 12 kg la MPB—450/I şi de 35—50 kg la MPB—450/II.

Acest tip de maşină — care se impune printr-o construcţie deosebit de rigidă, o mare stabilitate în timpul lucrului, viaţă îndelungată în exploatare, manipulare uşoară datorită comenzilor centralizate pe un tablou electrohidraulic — prelucrează bilele în clasa a 7-a de precizie şi are nivelul de zgomot de 85 dB.

Maşina MLB—450, cel de al doilea tip de maşină a cărei producţie de serie va începe în curînd, este specializată în operaţiile de finisare prin lepuire a bilelor de rulmenţi, tratate termic, cu diametrele de la 1 mm la 6 mm. Prelucrarea bilelor se face între cele două discuri de fontă dispuse în plan orizontal (axa discurilor verticală). Alimentatorul maşinii, plasat în plan orizontal, concentric cu discul inferior, asigură o bună intrare a bilelor în circuitul de prelucrare şi are rolul de depozit al bilelor (capacitatea sa este de 8—10 kg pentru bilele cu diametrul de 1 mm şi de 30 kg pentru bilele cu diametrul de 5 mm). Modul în care acţionează discul superior creează o forţă uniform repartizată pe bile, ceea ce face ca uzura discurilor să fie uniformă, iar parametrii micro- şi macrogeometrici ai bilelor prelucrate să fie deosebit de înalţi. Dimensiunile discurilor (diametrul de 450 mm) şi valoarea forţei de apăsare (3000 kgf) — care se realizează cu un sistem hidraulic cu blocare mecanică — duc la obţinerea unei productivităţi orare deosebit de ridicată.

E.K.

Noi tehnologii

Tratamente termice localizate aplicate la Uzina mecanică din Buzău

Uzina Mecanică din Buzău a început să aplice în ultima vreme în fabricaţia componentelor schimbătoarelor de cale ferată (ace, inimi de încrucişare, şine aripă etc.) o nouă tehnologie care se soldează cu importante economii băneşti şi de materiale. Noutatea acestui procedeu tehnologic — consemnată şi de Oficiul de Stat pentru Invenţii şi Inovaţii care l-a brevetat invenţie — a fost apreciată şi pe plan internaţional cu ocazia Salonului Invenţiilor de la Viena din toamna trecută cînd i s-a decernat Medalia de Aur. Noutatea procedeului — pus la punct în cadrul Institutului de Cercetări Tehnologice pentru Construcţia de Maşini (ICTCM) de inginerul Grigore Niculescu — constă în localizarea tratamentului termic exclusiv pe porţiunile suprasolicitate ale căilor de rulaj, prin încălzirea lor cu curenţi de inducţie de medie frecvenţă combinată cu o răcire corespunzătoare judicios dozată. În acest fel se obţine durificarea creştetului pieselor pe care rulează bandajele pe o adîncime de aproximativ 14 mm (cu o descreştere lină a durităţilor de la suprafaţă spre interior), calităţile elastice ale tălpii acestor elemente menţinîndu-se însă în vederea suportării satisfăcătoare a oscilaţiilor periodice sub sarcinile rulate dinamic.

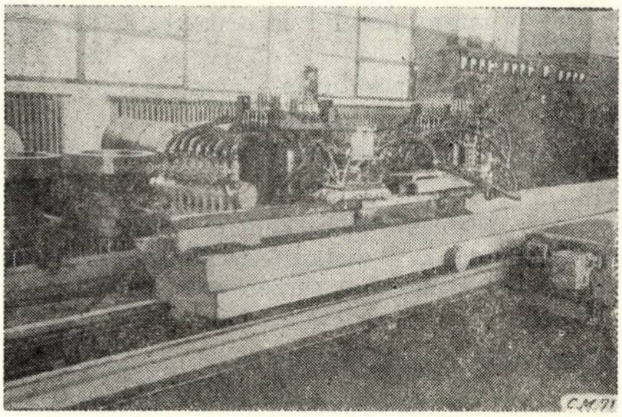


Fig. 1

Principalul avantaj economic pe care-l prezintă aplicarea acestui procedeu tehnologic constă în diminuarea considerabilă a uzurilor de suprafaţă, care se reduc de 2,5—3 şi chiar 5 ori, în funcţie de porţiunea suprasolicitată. Micşorarea uzurilor atrage, în mod implicit, creşterea durabilităţii în exploatare a elementelor respective atingîndu-se astfel valori de 3—5 ori mai mari. În acest fel sînt evitate atît reîncărcările frecvente prin sudură, cît şi întreruperile de circulaţie impuse de înlocuirea porţiunilor uzate. Un alt avantaj remarcabil pe care-l oferă folosirea acestui procedeu îl constituie marea reproductibilitate a rezultatelor. Referitor la costul procedeului acesta reprezintă numai 0,70 % din preţul unui metru liniar de şină brută laminată, investiţia putînd fi recuperată începînd cu a 300-a bifurcaţie tratată. Posibilitatea obţinerii unei calităţi îmbunătăţite în exploatarea materialului obişnuit de cale ferată în urma aplicării acestui procedeu reprezintă un avantaj serios faţă de procedeul alierii cu elemente costisitoare (vanadiu, crom sau molibden) care pretind şi o dozare strictă de aliere.

Începînd cu primele luni de aplicare a acestui procedeu avantajele enumerate mai sus s-au concretizat într-o economie de peste 3400 tone material de cale laminat, tonaj corespunzător cantităţii totale de bifurcaţii feroviare programat a rămîne în exploatare în loc de a fi înlocuit sau recondiţionat.

E. K.

Produse în exportul curent

Maşina de frezat roţi dinţate FD—320 A, produs de serie al Uzinei Mecanice Cugir

Introdusă cu ani în urmă în fabricaţia de serie de către Uzina Mecanică din Cugir, maşina de frezat roţi dinţată FD—320 A continuă să polarizeze nu numai interesul beneficiarilor interni ci şi al celor de peste hotare. Pînă în prezent ea a fost exportată în numeroase ţări din lumea întreagă din rîndul cărora amintim Japonia, Italia, Republica Populară Chineză, Franţa, Spania, Polonia, Belgia, Elveţia şi Pakistan, dovedindu-se astfel un bun ambasador al potenţialului industrial al ţării noastre.

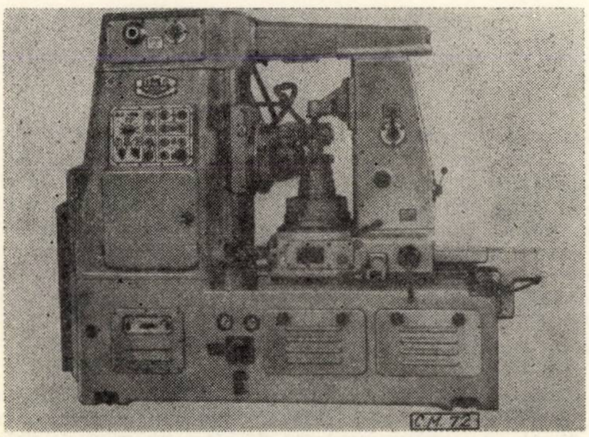


Fig. 1

Executată după proiecte originale, această maşină este destinată frezării prin rostogolire a roţilor dinţate cilindrice cu dantura exterioară dreaptă sau înclinată, ca şi a roţilor melcate. În funcţie de precizia frezei melc-modul utilizată pe această maşină pot fi prelucrate roţi dinţate ce se încadrează în clasa 6-a de precizie după normele STAS, sau în clasele 6—7 DIN. Maşina este dotată cu un cap de frezat universal cu ajutorul căruia se pot obţine avansuri axiale, tangenţiale sau combinate (avans diagonal). Apropierea piesei de sculă se face rapid, succedat în mod automat de un avans de lucru, care se realizează hidraulic şi se reglează de la un drosel. Oprirea la adîncimea de aşchiere reglată se face pe această maşină cu o precizie mare de repetare de la o piesă la alta şi se realizează cu ajutorul unui opritor care, în momentul în care a fost atinsă adîncimea reglată, declanşează dispozitivul hidraulic de avans. Vitezele de lucru se reglează cu roţi de schimb, iar avansurile se realizează cu ajutorul unei cutii de avans cu cuplaje electromagnetice. Avansul dorit este selectat rapid prin manevrarea unui comutator amplasat în panoul de comandă. Deservirea maşinii este uşoară şi fără eforturi, capul de frezat şi masa execută mişcări rapide de apropiere şi retragere, păpuşa mobilă este rabatabilă şi este acţionată hidraulic, iar comenzile sînt centralizate pe un panou, aşezat comod faţă de poziţia de lucru. Maşina FD—320 A permite prelucrarea roţilor dinţate cu comenzi manuale sau în cicluri de lucru automate, fiind astfel utilă atît la lucrări de unicate şi serie mică, cît şi în fabricaţia de mare serie.

Cîteva caracteristici tehnice ale acestei maşini care se numără, în prezent, printre cele mai reuşite realizări în acest domeniu : diametrul maxim de frezare 320 mm ; modulul maxim 6 mm ; lăţimea maximă de frezare 280 mm ; numărul minim al dinţilor ce pot fi frezaţi 8 ; unghiul maxim de înclinare a capului de frezat +45° ; diametrul mesei 320 mm ; diametrul alezajului mesei 70 mm ; cursa tangenţială maximă a sculei 100 mm ; turaţiile axului port-sculă (8 trepte) 60—300 rot/min ; limitele avansului radial (continuu) 0,8—15 mm/ /min, al celui axial (8 trepte) 1 — 22,5 mm/min, tangenţial (3 × 8 trepte) 0,25 — 22,5 mm/min ; puterea motorului principal 5,5 kW ; puterea totală instalată 9,5 kW ; dimensiunile de gabarit 2400 × 1200 × 1900 mm ; greutatea netă 4000 kg.

E.K.

Stanki i instrument,

nr. 4, 1972

M. A. Esterzon şi D. V. Radzievski. **Prelucrarea metalului prin exfoliere**

Folosirea tot mai răspîndită a oţelurilor şi aliajelor refractoare şi de înaltă rezistenţă, care se prelucrează greu, a condus la dezvoltarea metodei de prelucrare prin exfoliere. Operaţia se execută cu role la care intersecţia suprafeţelor conice A şi B (fig. 1), cu unghiurile la vîrf α şi respectiv β, realizează muchia de lucru pe diametrul exterior. Axele rolelor sînt înclinate cu unghiul ψ faţă de axa semifabricatului.

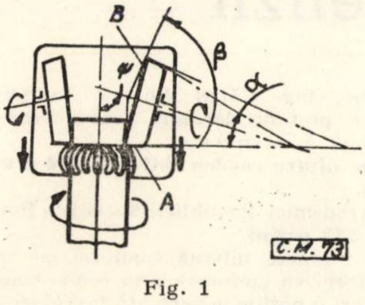


Fig. 1

Profilarea prin exfoliere se obţine prin deplasarea ambelor role de-a lungul generatoarei semifabricatului, combinată cu mişcarea de rotaţie a acestuia şi a rolelor. Pînă la atingerea cu semifabricatul, rotaţia rolelor este comandată de o transmisie separată. După realizarea contactului pe lăţimea b (fig. 2), forţele de frecare din zona de contact antrenează rolele, transmisia fiind decuplată. În figura 2 cercul trasat cu linie întreruptă reprezintă rola, cu raza muchiei de lucru R şi viteza unghiulară ω_R ; piesa era viteza unghiulară ω, raza suprafeţei prelucrate fiind r.

Deplasarea în continuare a rolelor determină forfecarea metalului, suprafaţa sa luînd aspectul unei site. Cînd deformaţia cumulată a metalului deplasat depăşeşte o anumită mărime, sita se distruge şi începe separarea şpanului în direcţia tangentei la suprafaţa prelucrată. Cantitatea de şpan şi lăţimea lui depind de liniile de rupere formate în metal datorită distrugerii sitei, în conformitate cu proprietăţile fizico-mecanice ale materialului, parametrii rolelor şi regimul de lucru.

Considerînd că rolele se rostogolesc fără alunecare pe piesă, pe o circumferinţă de rază r şi se deplasează paralel cu axa z cu avansul s, viteza de deplasare relativă a muchiei de lucru are expresia aproximativă.

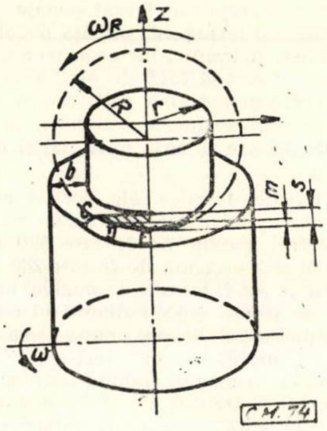


Fig. 2

$$v \approx \sqrt{s^2 + \omega^2 \left[2Rm + (\bar{r} - r)^2 + 2\frac{\bar{r}^2}{R} m\right]}, \qquad (1)$$

în care nu este distanţa de la un punct oarecare de contact Dh muchia rolei. Raza $\bar{r}$ depinde în principal de lăţimea de contact b. Experimentările au arătat că, pentru $b \approx 6$ mm, se poate admite $\bar{r} \approx r$.

Din formula (1) se constată că viteza v variază pe arcul de contact : limita v_{max} se obţine în punctul C ($m = s$), iar limita v_{min} în punctul de ieşire din contact E ($m = 0$). Deoarece v_{max} este cu mult inferioară vitezei la periferia semifabricatului, turaţia n a acestuia este superioară turaţiei de strunjire. De exemplu, prelucrarea barelor de aliaj E I 961 cu diametrul de 300 mm, la $b = 6$ mm, se execută prin strunjire cu $n = 9{,}5$ rot/min, iar prin exfoliere cu $n = 190$ rot/min ; în aceste variante avansul este de 1,3 respectiv 0,5 mm/rot.

Datorită particularităţilor cinematice ale procesului şi lungimii mari a muchiei de lucru, rolele trebuie să prezinte o mare durabilitate. Dacă h este uzura admisibilă a muchiei, durabilitatea se exprimă prin relaţia

$$t \approx 235 \frac{h}{\lambda v} \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{Rs}}, \text{ min}$$

unde μ este uzura specifică corespunzătoare deplasării cu 1 mm pe piesă.

Pentru aplicarea metodei prezentate s-a construit maşina prototip MA 1809, cu următoarele caracteristici tehnice : diametrul barei de prelucrat 130 la 280 mm ; lungimea barei de prelucrat — 400 la 1100 mm ; diametrul rolelor — 250 la 400 mm ; turaţia arborelui — 20 la 400 rot/min ; turaţia capetelor cu role — 20 la 250 rot/min ; avansul longitudinal — 20 la 800 mm/min ; forţa axială maximă — 60 t ; puterea transmisiei principale — 70 kW ; greutatea maşinii — 40 t.

G. Z

◆

Recenzii

Prof. dr. doc. ing. Călin Adrian Vasilescu dr. ing. Simion Faur, prof. dr. doc. ing. Victor Pimsner, dr. doc. ing. Gheorghe A. Rădulescu

Corelaţiile dintre combustibilul lichid şi motorul cu ardere internă.

Editura Academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti, 1972, 335 pagini.

Motorul cu ardere internă (motorul cu aprindere prin scînteie, motorul cu aprindere prin comprimare, turbina cu gaze) ocupă azi o poziţie importantă în echiparea instalaţiilor energetice şi a utilajelor de mecanizare, el fiind, practic, încă de neînlocuit în agricultură, transporturi terestre, navale şi aeriene. Element esenţial al civilizaţiei moderne, motorul cu ardere internă este obiectul unor eforturi continue de cercetare şi de dezvoltare, avînd drept obiect creşterea puterii, scăderea consumului de combustibil, funcţionarea liniştită, lezarea mediului (cu substanţe nocive şi zgomot) în cît mai mică măsură ; în paralel se urmăreşte ca fiabilitatea motorului cu ardere internă să fie cît mai ridicată.

La aceste deziderate o contribuţie esenţială o are combustibilul unui anumit tip de motor şi unui anumit tip de serviciu, fiindu-le proprii o anumită gamă de combustibili. Dacă se consideră efectul economic rezultat din preţul combustibilului şi al exploatării motorului, se poate elabora combustibilul cel mai avantajos pentru un anumit tip de motor, un corectiv putînd fi adus de luarea în considerare a nevoilor pe întreaga economie a diferitelor tipuri de combustibil lichid.

Ţinînd seamă de cantităţile extrem de mari de combustibil care se consumă anual, efectul economic rezultat din reducerea consumului de combustibil, dintr-o mai bună exploatare a motoarelor şi din creşterea fiabilităţii acestora este foarte mare ; în acelaşi timp, factorul poluare a mediului trebuie luat în considerare, deoarece el poate deveni un element de limitare a utilizării motoarelor. Iată de ce o corectă corelare a combustibilului cu motorul cu ardere internă este o acţiune de mare importanţă economică şi tehnică. Ea trebuie să fie avută în continuu în vedere, căci pe de o parte, motoarele evoluează şi, pe de altă parte, tehnologiile de fabricaţie ale combustibilului se îmbunătăţesc, iar necesităţile interne şi externe privitoare la diferite tipuri de combustibil se modifică.

Tratarea ştiinţifică a problemei acordării combustibilului cu necesităţile motorului este efectuată în cadrul lucrării analizate cu multă competenţă de către un grup de patru specialişti care au activat în domeniu analizînd timp de peste 20 de ani combustibilii indigeni şi motoarele cu ardere internă : prof. Călin Adrian Vasilescu şi prof. Victor Pimsner au luat în această direcţie în cadrul fostului Institut de energetică al Academiei R. S. România şi în învăţămînt, ocupîndu-se de problema corelării combustibilului cu motorul cu aprindere prin scînteie, motorul cu aprindere prin comprimare şi turbomotorul, dr. ing. Simion Faur s-a ocupat în cadrul fostului Institut de energetică al Academiei R. S. România, în principal de depunerile produse de către combustibilii motoarelor cu aprindere prin comprimare, şi dr. doc. ing. Gheorghe A. Rădulescu activînd în cadrul unor unităţi ale fostului Minister al Petrolului a cercetat proprietăţile ţiţeiurilor şi combustibililor româneşti realizaţi prin diferite tehnologii de prelucrare, analizînd posibilitatea de producere cît mai economică a acestora.

Autorii și-au propus o tratare științifică a problemei, atît în ceea ce privește fenomenele din motor, tehnologiile de fabricație a combustibililor și metodologiile moderne de determinare a proprietăților acestora, cît și în ceea ce privește corelarea combustibilului cu motorul. Astfel cartea analizează procesele din motoarele termice, prezintă metodele de caracterizare a combustibililor, studiază depunerile din camerele de ardere ale motoarelor și dezvoltă în cadrul a trei capitole problema corelării calităților combustibilului cu necesitățile motorului cu aprindere prin scînteie, cu cele ale motorului cu aprindere prin comprimare și cu necesitățile turbomotorului cu ardere internă.

Se prezintă pe scurt în cele ce urmează conținutul acestor capitole.

Capitolul 1 ,,Introducere" este redactat avînd în vedere faptul că studierea acestei lucrări necesită cunoștințe atît din domeniul motoarelor cu ardere internă, cît și din acela al combustibililor. Se prezintă astfel, sintetic, o analiză a procedeelor de prelucrare a țițeiului, subliniindu-se, pentru specificul țării noastre, modalitățile de creștere a ponderei fracțiunilor de densitate medie, tehnologiile folosite în acest scop și tendințele de viitor. Se analizează tipurile de motoare produse în România, atît cele actuale, cît și cele prevăzute în perspectivă.

Capitolul 2 ,,Procese în motoarele cu ardere internă" analizează procesele de bază și procesele energetice specifice ale acestora pentru a se putea exprima calitativ și cantitativ dependența dintre proprietățile combustibilului și funcționarea motorului.

În cadrul proceselor de bază care interesează interacțiunea combustibil — motor, se cercetează curgerea prin conducte și prin orificii (jicloare) evidențiindu-se ponderea influenței densității și a viscozității asupra coeficientului de rezistență la curgere, situație în care proprietățile combustibilului influențează curgerea prin jiclor. O analiză a încălzirii combustibilului prin convecție, reliefează rolul unor proprietăți fizice ale combustibilului în stabilirea intensității transferului de căldură.

Se studiază —tot ca proces de bază — mecanismul de formare a amestecului (elaborîndu-se relațiile analitice privind penetrația și pulverizarea jetului de combustibil prin metoda analizei dimensionale), schimbul de căldură și de substanță în picătura de combustibil (arătîndu-se influenta căldurii specifice și a densității combustibilului), variația diametrului picăturii de combustibil în timp (evidențiindu-se necesitatea de a scădea căldura specifică și densitatea combustibilului și de a crește coeficientul de conductivitate termică a vaporilor de combustibil). Se cercetează aprinderea și arderea, reliefîndu-se proprietățile combustibilului care pot influența aprinderea amestecului combustibil de la scînteia electrică, durata întîrzierii la aprindere și cantitatea de căldură dezvoltată în procesul de ardere.

Această parte a capitolului 2 se caracterizează prin unitatea de tratare și modul personal în care autorii reușesc să pună în evidență cantitativ factorii combustibilului.

Urmează prezentarea procesului de ardere în cele trei tipuri de motoare, examinîndu-se mai întîi aspectul fenomenologic și apoi modele care permit calculul parametrilor arderii și precizarea rolului jucat de către combustibil.

Arderea în motorul cu aprindere prin scînteie este prezentată atît pentru cazul combustiei normale, cît și pentru cazul detonației. Modelul procesului de ardere caută să pună în evidență creșterea continuă a presiunii și temperaturii care afectează ultima parte a încărcăturii care arde (asociat cu o metodă de stabilire a regimurilor detonante); în același timp se reliefează procesul progresiv de ardere care conduce la inegalitate termică și de compoziție chimică în gazele de ardere. Se poate astfel cerceta rolul combustibilului în geneza produșilor poluanți și la apariția fenomenului de detonație.

Pentru motorul cu aprindere prin comprimare se prezintă teoria procesului de ardere în motorul cu injecție directă în cilindru și în motorul cu injecție în antecameră. În continuare, modelul proceselor de ardere evidențiază condițiile din cilindru în cazul în care diferiții parametri ai arderii variază (urmărindu-se în mod special cazul motoarelor supraalimentate), elementele cercetate referindu-se la influențarea întîrzierii la aprindere, a duratei arderii și a temperaturii camerei de ardere (deci și depuneri) prin intermediul proprietăților combustibilului.

La sfîrșitul capitolului, după prezentarea procesului de ardere în turbomotorul de avion, se dezvoltă un model care urmărește stabilirea poziției zonei de stabilizare a flăcării în funcție de proprietățile combustibilului și de cantitatea de căldură produsă în diferitele zone ale camerei de ardere.

Subliniem în mod deosebit valoarea modelelor de calcul ale proceselor de ardere în motoarele cu ardere internă, modele originale ale autorilor și care au fost dezvoltate urmărindu-se punerea în evidență a interdependenței dintre combustibil și motor.

Capitolul 3 ,,Caracterizarea combustibililor pentru motoarele cu ardere internă" prezintă o analiză a diferitelor proprietăți ale combustibilului care se determină în laborator, în vederea precizării valorii acestora la aprecierea comportării combustibililor în motoare.

Capitolul studiază mai întîi compoziția unor combustibili lichizi, scoțîndu-se în relief, probleme importante pentru corecta funcționare a motoarelor care utilizează distilate mai grele, sau hidrocarburi ce conțin compuși cu alte elemente (în special sulf și vanadiu).

Se cercetează în continuare caracteristicile combustibilului în legătură cu pulverizarea, în legătură cu uzura motorului, în legătură cu manipularea, transportul, depozitarea combustibilului și în legătură cu folosirea acestuia în motor. Se remarcă prezentarea unor caracteristici mai puțin cunoscute cum ar fi cele legate de corecta utilizare a combustibililor în turbomotoare, stabilitatea la oxidare, precizarea cantității de sulf și a compușilor cu sulf.

În acest capitol se face nu numai o prezentare a importanței caracteristicilor respective, ci și o evaluare a modului în care acestea se modifică cu natura fizico—chimică a combustibilului. Cercetarea lor critică, lămurește pe specialist asupra valorii diferitelor caracteristici, iar multiplele referințe la determinări, efectuate asupra celor mai reprezentative tipuri de țițeiuri românești, orientează asupra cîmpului în care acestea variază.

Capitolul 4 ,,Depunerile, rezultat al arderii în motoarele cu ardere internă" dezvoltă o problemă cu implicații serioase în corelarea dintre combustibil și motor și care în general nu este suficient de atent examinată de către specialiști.

Depunerile, ca urmare a arderii combustibililor, au loc în toate cele trei tipuri de motoare cu ardere internă considerate, însă cauzele care le generează sînt diferite, în acest sens în lucrare făcîndu-se precizări.

După o clasificare a depunerilor, prezentarea originii depunerilor din motor și a proprietăților și compoziției calaminei, se indică mecanismul formării stratului de calamină. Pe baza unor cercetări proprii, efectuate prin urmărirea radiometrică în timp a evoluției stratului de calamină, se evidențiază în completarea celor cunoscute evoluția ciclică a depunerilor: depunere spongioasă, durificarea depunerii de bază, exfoliere superficială, supradepunere spongioasă și atingerea unui regim în ceea ce privește grosimea stratului de bază depus, regim determinat de tipul de motor, condițiile de funcționare și de natura fizico-chimică a combustibilului.

O parte importantă a acestui capitol se referă la metodele de evaluare a depunerilor în motoarele cu ardere internă, prezentîndu-se încercări pe instalații de laborator cu probe statice, instalații de laborator cu probe dinamice, încercări pe motoare cu ardere internă și mișcare alternativă și încercări prin folosirea izotopilor radioactivi.

În cadrul metodologiilor de determinare a tendinței de formare a depunerilor sînt amplu prezentate metodele originale elaborate de către autori, metode nestandardizate, însă de o deosebită importanță în analiza complexă a proprietăților unui combustibil.

Capitolul 5 analizează ,,Corelarea calităților combustibilului cu necesitățile motorului cu aprindere prin scînteie".

În cadrul paragrafului referitor la dependența formării amestecului de regimul de funcționare a motorului și de combustibil se studiază factorii combustibilului care grăbesc vaporizarea, elaborîndu-se curba ideală de distilare a benzinelor de automobil.

Se cercetează în continuare pe larg modalitatea de stabilire a combustibilului optim în vederea eliminării detonației, arătîndu-se metodele de determinare a rezistenței la detonație a unui combustibil în condiții de exploatare (cifra octanică la drum), precum și modul în care se elaborează — la nivelul unei țări — stabilirea tipurilor de combustibil care satisfac, din punctul de vedere al cifrei octanice, parcul național de autovehicule.

Sînt dezbătute pe larg problemele legate de dependența dintre factorii poluanți și combustibil. Se prezintă o teorie explicativă a genezei noxelor în motor și rolul jucat de combustibil (prin conținutul de diferite clase de hidrocarburi și prin proporția de carbon și hidrogen care-l caracterizează) și de motor (prin regim, reglaje și tip constructiv) în apariția acestora; rezultă căile de reducere a produșilor poluanți din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin scînteie, prin corecta corelare a combustibilului cu motorul.

Elementele analizate în acest capitol se sintetizează în ultimul paragraf care studiază combustibilii pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, arătînd constituția benzinelor, modul de realizare al lor pentru a fi utilizate în motoarele de automobil sau în motoarele de avion (cu piston) precum și o analiză a aditivilor folosiți. Se fac observații asupra evoluției în viitor a benzinelor utilizate în țara noastră.

Capitolul 6 prezintă ,,Corelarea calităților combustibilului cu necesitățile motorului cu aprindere prin comprimare".

Se cercetează factorii care influențează alimentarea motorului cu combustibil: viscozitatea, punctul de congelare, stabilitatea combustibilului în timp, caracteristicile de inflamabilitate, arătîndu-se și cum sînt corelate aceste proprietăți cu temperatura medie de distilare a fracțiunii respective.

O atenție specială este acordată modului în care, prin intermediul proceselor fizice și al proceselor chimice din perioada întîrzierii la aprindere, combustibilul influențează această etapă a arderii; și, în acest caz, ca și în cazul combustiei (studiate în continuare), se ține seamă și de influența pe care o are tipul constructiv al camerei de ardere. Pornind de la rezultate proprii, obținute în cadrul unei cercetări care a generat completarea prevederilor standardului privitor la motorină (STAS 240—66), se prezintă pe larg comportarea în motor a unor fracțiuni de combustibil avînd diferite proprietăți fizico-chimice; apare astfel clar necesitatea de a nu se depăși o anumită valoare a cifrei octanice și rolul pozitiv pe care îl are limitarea temperaturii finale de distilare a combustibilului.

Capitolul se încheie cu o analiză a combustibililor actuali pentru motoarele cu aprindere prin comprimare (motorine și combustibili grei și reziduali), a tendințelor de dezvoltare a acestora și a aditivilor folosiți.

Capitolul 7 tratează ,,Corelarea calităților combustibilului cu necesitățile turbomotorului cu ardere internă".

Pornind de la constatarea că, în cazul turbomotoarelor de avion, combustibilul corespunzător unui anumit tip de motor determină siguranța zborului, se analizează corespunzător implicațiile proprietăților combustibilului asupra arderii stabile și complete, posibilitatea pornirii și funcționării la temperaturi scăzute, formarea depunerilor.

Problemele de exploatare specifice aviației ridică aspecte privind volumul minim al lichidului (pentru o cantitate de energie dată) sau de greutate minimă, reducerea pierderilor de combustibil în înălțime, comportarea combustibilului în condițiile de modificare a raportului oxigen-azot, comportarea combustibilului în condiții de înălțime în diferitele instalații ale motorului, atacul biologic asupra combustibilului, etc.

În cadrul paragrafului dedicat problemelor specifice ale combustibilului pentru turbomotoarele instalațiilor terestre și navale se cercetează și problema atît de actuală a acțiunii corosive a substanțelor rezultate din ardere.

Elementele precizate conduc la analiza rațională a tipurilor de combustibil folosite și a aditivilor care asigură ameliorarea acestora.

Lucrarea de față pune, pentru prima dată, problema corelării proprietăților combustibilului cu cerințele motorului cu ardere internă, în vederea asigurării utilizării optime a țițeiului și a exploatării corecte a motorului. Ea reprezintă o vastă monografie bazată pe o examinare amplă a literaturii de specialitate (327 de titluri bibliografice) în care cercetarea românească este din plin prezentă, rolul principal avîndu-l contribuția autorilor.

Lucrarea reliefează metode analitice și experimentale — multe originale — pentru aprecierea comportării combustibililor în motor, nivelul actual al combustibililor românești, liniile de dezvoltare a tehnologiilor de prelucrare a țițeiului în țara noastră, rolul jucat de aditivi.

Concepută cu o înaltă ținută teoretică, lucrarea prezintă, totodată, nenumărate date experimentale asupra cărora specialistul se va opri cu mult interes.

Întocmită cu o deosebită competență, lucrarea multidisciplinară ,,Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă" adresată atît specialiștilor din domeniul motoarelor și tehnologiilor de fabricație a combustibililor, cît și celor care vor să se pună la punct cu problemele respective, constituie o remarcabilă explorare a acestui domeniu atît de important din punct de vedere tehnic și economic.

Prof. *C. Aramă*

G. A. Foigelman: **Album de ștanțe și matrițe universale** —București, Editura Tehnică, 1972,

Avînd în vedere larga răspîndire pe care a căpătat-o matrițarea la rece, apariția în limba română a albumului de ștanțe și matrițe universale întocmit de specialistul sovietic Foigelman, vine în întîmpinarea unei dorințe mai vechi a constructorilor noștri de mașini. Cu atît mai mare este meritul Editurii tehnice de a publica lucrarea cu cît ea constituie prin caracterul strict aplicativ, o completare necesară la tot ce s-a publicat pînă în prezent în țara noastră. Inginerii și tehnicienii proiectanți de S.D.V.-uri și tehnologii ca și studenții din învățămîntul tehnic superior găsesc în volumul tradus de inginerul Dumitru Dragu a sistematizare a construcției și funcționării unor ștanțe și matrițe universale, precum și a unor blocuri, mecanisme și subansambluri universale. Introducerea și aplicarea de procedee tehnologice și mijloace de lucru moderne în unitățile economice reprezintă una din principalele sarcini pe care Congresul al X-lea al P.C.R. le-a pus în fața specialiștilor noștri. Ștanțarea și matrițarea la rece reprezintă procedee ce conduc rapid la îmbunătățirea calității produselor, creșterea productivității muncii, reducerea prețului de cost și mărirea volumului de producție. Parcurgînd paginile albumului, cititorul ia cunoștință de avantajele utilizării operațiilor de matrițare la rece nu numai în producția de masă și de serie mare, ci și în producția de serie mijlocie și de serie mică. Sînt situații cînd matrițarea la rece devine rentabilă chiar și la executarea unor loturi mici de piese de probă.

Prin exemple concludente autorul arată cît de rentabilă este folosirea în producție a sistemului de matrițe și blocuri universale, ce pot fi utilizate la prelucrarea unui întreg grup de piese diferite. Aceasta elimină de cele mai multe ori proiectarea și executarea de matrițe și ștanțe noi. Pe de altă parte construcția matrițelor universale se bazează pe clasificarea și unificarea diferitelor elemente separate de construcție ale pieselor matrițate, ceea ce permite utilizarea lor în orice tip de producție indiferent de mărimea seriei.

În vederea reducerii lucrărilor de proiectare pentru dotarea matrițelor universale cu piese active schimbabile, autorul este adept al procedeului ca desenele acestora din urmă să fie executate în mai multe exemplare (așa-numitele ,,desene oarbe"), pe care se indică numai dimensiunile fixe (constante) corespunzătoare. Atlasul se impune ca un adevărat ghid-etalon avînd în vedere că desenele pieselor active ale matrițelor prezentate contribuie baza constructivă a ,,desenelor oarbe". Construcțiile de matrițe, blocuri și ansambluri universale prezentate în atlas sînt destinate executării unei mari variații de operații de ștanțare și matrițare la rece.

Complet revizuită, ediția în limba română a albumului, adoptă terminologia folosită actualmente în literatura noastră tehnică. Mărcile materialelor din GOST au fost înlocuite cu cele corespunzătoare din STAS, iar simbolurile ajustajelor din GOST cu simbolurile ISO, conform standardelor românești în vigoare.

După o primă parte de considerații teoretice în care, pe parcursul a 46 de pagini, se prezintă ștanțele universale pentru operații de retezare, decupare și perforare, matrițele universale de îndoit, matriţele universale de ambutisare şi formare, matriţele demontabile din piese normalizate, blocurile universale şi ansamblurile şi mecanismele universale, urmează prezentarea a cîteva sute de construcţii. Planşele beneficiază de o prezentare grafică menită să confere un plus de atractivitate pentru toţi cei interesaţi de un domeniu atît de actual şi modern în industria oricărei ţări cu o economie dezvoltată.

Ing. *Ioan Voicu*

◆

Cronică

Simpozion pe tema: Extruziunea la rece. Analiza stadiului actual şi a perspectivelor tehnologiei de extruziune la rece a metalelor şi aliajelor

Simpozionul organizat la ICTCM a dezbătut problemele actuale ale extinderii extruziunii la rece în ramura construcţiilor de maşini din Republica Socialistă România. Au fost discutate, în special, căile de extindere rapidă şi eficientă a procedeului de extruziune la rece, cu sprijinul ICTCM şi al unităţilor în care acest procedeu este aplicat.

Pe baza anchetei efectuate de ICTCM şi prezentat specialiştilor din uzinele constructoare de maşini, participanţi la simpozion, a rezultat că în prezent există circa 300—400 de repere din oţel şi aliaje neferoase care pot fi prelucrate prin extruziune la rece. Din prelucrarea rezultatelor anchetei a rezultat că o pondere mare o deţin piesele din oţeluri carbon de îmbunătăţire care reprezintă 47 % ca bucăţi şi 50 % ca tonaj din totalul producţiei susceptibile de a fi realizată prin extruziune la rece. În rest, urmează în ordine piesele din oţeluri aliate de cementare (23 % ca bucăţi şi 38 % ca tonaj) şi oţeluri carbon moi (30 % ca bucăţi şi 12 % ca tonaj).

Din punct de vedere al eficienţei economice, cea mai rentabilă este extinderea extruziunii la rece la oţelurile aliate de cementare, la care numai economiile de metal reprezintă 42 % din totalul economiilor anuale obţinute datorită extinderii extruziunii.

Din discuţii a reieşit şi necesitatea elaborării sau reactualizării unor date normative referitoare la oţelurile extrudabile la rece (în special norme de recepţie) şi la oţelurile de scule (includerea unor mărci şi condiţii noi de fabricaţie — recepţie). De asemenea, a reieşit necesitatea unei analize a posibilităţilor de creştere a producţiei de soluţii pentru fosfatare şi asimilarea unor lubrifianţi corespunzători extruziunii la rece.

Prin intervenţiile lor, reprezentanţii unor uzine care aplică procedeul (Uzina mecanică fină — Sinaia şi Uzina Steagul Roşu — Braşov) au relevat avantajele tehnico-economice ale extruziunii la rece şi au împărtăşit participanţilor din experienţa existentă în unităţile respective.

În concluzia dezbaterilor au fost discutate avantajele economice ale extruziunii la rece şi posibilităţile de aplicare imediată la o serie de repere concrete.

Participanţii la simpozion au primit documentaţia tradusă şi multiplicată, unele materiale bibliografice recente, şi au vizitat standul cu probe extrudate la rece de către ICTCM, Uzina mecanică fină-Sinaia, Uzina de autocamioane-Braşov, Uzina de autoturisme-Piteşti, Fabrica de şuruburi-Braşov. De asemenea, au fost urmărite probe practice de extruziune pe presa LUI 160 existentă la ICTCM pentru un reper concret din cele asimilate de institut.

Ing. *M. Pridvornic*

◆

Al 14-lea Congres Tehnic Internaţional FISITA, Londra 25—30 iunie 1972

Al 14-lea Congres al Federaţiei internaţionale a societăţilor de ingineri de tehnică automobilistică (FISITA) şi-a desfăşurat lucrările în acest an sub patronajul Institutului Inginerilor Mecanici din Marea Britanie.

Cele 68 de comunicări prezentate au fost grupate în 6 secţii de lucru, avînd următoare tematică:

1. Zgomotul produs de autovehicule.
2. Poluarea mediului prin gazele de evacuare provenite de la autovehicule.
3. Siguranţa traficului rutier şi a autovehiculelor.
4. Motoare pentru autovehicule.
5. Probleme de viitor ale industriei petroliere.
6. Probleme privind costul global al autovehiculelor.

Problematica comunicărilor ilustrează în mod concludent preocuparea crescîndă ce se acordă în zilele noastre combaterii implicaţiilor negative pe care le are dezvoltarea uriaşă a transportului rutier şi a vehiculelor cu motor. Astfel, trei dintre secţiile congresului abordează teme privind combaterea poluării prin zgomot, a poluării atmosferice prin gaze de evacuare şi, respectiv, îmbunătăţirea constructivă a autovehiculelor pentru mărirea siguranţei în trafic. Mai mult, aceste trei secţii înglobează aproape două treimi din totalul comunicărilor prezentate (46).

1. *Zgomotul produs de autovehicule*

Problema din ce în ce mai acută a poluării cu zgomot în marile aglomerări urbane a determinat o intensificare crescîndă a eforturilor depuse de constructorii de autovehicule în vederea reducerii nivelului de zgomot emis de acestea. În lucrările secţiei a fost abordată problema identificării surselor de zgomot şi a importanţei contribuţiei acestora la zgomotul global produs de autovehicul, precum şi posibilităţile de a se acţiona în sensul reducerii zgomotului încă din stadiul de proiectare a vehiculului. Un număr de comunicări au tratat problema zgomotului radiat de suprafeţele caroseriei; s-a prezentat un model matematic al transmiterii la caroserie, prin intermediul suspensiei, a vibraţiilor induse de neregularităţile căii şi s-a descris un sistem de ameliorare a izolaţiei dintre suspensie şi caroserie. S-au luat în consideraţie zgomotele produse de autocamioane, concluzionîndu-se că acestea sînt controlate în principal de motor. Metoda de calcul propusă permite aprecierea emisiunii sonore a uni autocamion cu o precizie de ±2 dB. S-a analizat originea zgomotelor de frecvenţă joasă la automobile şi s-au preconizat formule empirice pentru calculul nivelului de zgomot. Două comunicări au abordat problema zgomotului interior în habitaclul automobilului, descriind modul în care acesta acţionează ca un rezonator amplificînd vibraţiile acustice ale panourilor caroseriei. S-au propus metode de calcul pe baza cărora pot fi luate măsuri de combatere a fenomenului încă din stadiul de proiectare a vehiculului. A fost de asemenea prezentat programul întreprins pentru reducerea nivelului de zgomot produs de un automobil sport, sub limitele permise de actuala legislaţie din Marea Britanie.

Zgomotele produse de motoarele diesel au fost considerate în cîteva lucrări care se preocupă cu precădere de funcţionarea în regim de ralanti de zgomotele de ardere, de zgomotele echipamentului de injecţie şi de vibraţiile mecanice. În principal, zgomotele emise de vehiculele echipate cu motoare diesel se datoresc motorului. Ca urmare, o atenţie deosebită este acordată vibraţiilor suprafeţelor exterioare ale acestuia şi se preconizează metode de izolare fonică prin încapsularea motorului.

De asemenea, au fost abordate şi problemele zgomotelor datorate unor componente auxiliare. Astfel, s-a analizat zgomotul produs de cauciucuri în funcţie de viteza de rulare, desenul benzii de rulare, starea suprafeţei drumului, încărcarea vehiculului etc. S-a prezentat un model matematic al comportării vibratorii a discurilor de frînă împreună cu unele consideraţii privind instabilitatea oscilaţiilor şi necesitatea utilizării unor construcţii cu rigidităţi neliniare. Zgomotele produse de ambreiaj au constituit obiectul altei comunicări care arată că ele se datoresc unui fenomen de rezonanţă cauzat de variaţia ciclică a sarcinii pe ambreiaj.

2. *Poluarea mediului prin gazele de evacuare provenite de la autovehicule*

Lucrările prezentate în cadrul acestei secţii ilustrează eforturile deosebite ce se fac de către industria de automobile în vederea reducerii conţinutului de produse nocive din gazele de evacuare ale motoarelor de tracţiune. S-au tratat, sub acest aspect, problemele unor reglaje optime ale motorului, cum ar fi avansul la aprindere şi dozajul, probleme constructive ca dimensiunile cilindreei şi valoarea raportului de compresie, probleme privind recircularea gazelor de evacuare.

Reducerea procentului de oxizi de azot se poate realiza prin stratificarea încărcăturii cilindrului sau prin utilizarea reactorilor termici ori catalitici în galeria de evacuare. La motoarele diesel, înlocuirea cu combustibil gazos în proporţie de pînă la 30% a motorinei, în amestecul carburant, conduce la micşorarea gradului de fum la sarcini ridicate fără a afecta în sens negativ compoziţa gazelor de evacuare. Utilizarea combustibilului gazos într-un sistem de alimentare bicombustibil, în combinaţie cu reducerea avansului la injecţie, poate conduce atît la reducerea gradului de fum, cît şi a procentului de oxizi de azot din gazele de evcuare. S-au prezentat de asemene efectele utilizării injecţiei de apă în motoarele cu aprindere prin scînteie, constatîndu-se că se poate obţine pe această cale o reducere apreciabilă a conţinutului de oxizi de azot din gazele de evacuare, însă cu pierderi importante de putere. La proporţii moderate ale injecţiei de apă, recuperarea pierderilor de putere este posibilă prin mărirea avansului la aprindere. Studiul mecanismului de formare a funinginei a fost investigat pe un motor cu aprindere prin scînteie, pentru a se putea varia independent atît timpul de formare a amestecului, cît şi momentul aprinderii. S-a evidenţiat contribuţia modului de formare al amestecului asupra procentului de funingine şi s-a constatat că, la creşterea acestuia, scade procentul de oxid de carbon, manifestîndu-se efecte antidetonante asupra desfăşurării arderii în motor.

Modificări în configuraţia actuală a galeriilor de admisie şi evacuare, împreună cu recircularea gazelor arse, pot constitui mijloace de control al conţinutului de produşi nocivi din gazele de evacuare. Alte metode de control, prezentate în comunicările congresului, vizează utilizarea reactorilor de postardere şi a unor mecanisme care să permită posibilitatea de variaţie a fazelor de distribuţie şi a înălţimilor de ridicare a supapelor.

S-au mai prezentat comunicări privind dezvoltarea unor tehnici experimentale şi un studiu comparativ asupra modului diferit în care trebuie abordată problema poluării mediului în Europa în raport cu S.U.A.

3. *Siguranţa traficului rutier şi a autovehiculelor.*

Îmbunătăţirea constructivă a autovehiculelor precum şi dezvoltarea unor dispozitive speciale de securitate în caz de accident constituie probleme de mare actualitate în industria de automobile. Astfel, un număr de comunicări au tratat, în acest sens, probleme privind evitarea accidentelor. S-a prezentat un studiu al comportării sistemelor electronice de control antipatinaj, ale sistemelor de frînare. S-a formulat un model matematic al roţii cu pneumatic pentru explicarea producerii forţelor tangenţiale care acţionează în diferite condiţii de lucru. De asemenea s-a discutat problema utilizării unor fluide minerale destinate să înlocuiască lichidul de frînă convenţional în vederea îmbunătăţirii condiţiilor de ungere în sistemul de frînare, a ameliorării proprietăţilor anticorozive şi a evitării formărilor de depuneri în conducte. S-au prezentat studii privind fiabilitatea sistemelor de frînare şi importanţa efectelor aerodinamice ale configuraţiei şoselelor şi elementelor adiacente acestora. Importanţa controlului tehnic periodic al autovehiculelor a fost investigată pentru 2 000 de accidente în legătură cu legislaţia actuală din Franţa, care prevede că autovehiculele sub 6 tone greutate nu se supun unui asemenea control.

Un alt grup de lucrări s-a preocupat de problema reducerii consecinţelor grave în caz de producere a accidentelor. Astfel, s-au prezentat studii privind deformabilitatea la impact frontal şi lateral a strucurii vehiculului şi definirea performanţelor structurii şi caroseriei sub aspectul protecţiei pe care o oferă persoanelor situate înăuntru şi al agresivităţii în raport cu vehicule şi persoane aflate în afară. S-au comunicat date privind rănirile survenite în accidentele autovehiculelor industriale în vederea sporirii gradul de securitate al acestor vehicule. S-au descris cauzele care au determinat introducerea legii privind obligativitatea centurilor de siguranţă în statul Victoria (Australia). Îmbunătăţirea construcţiei centurilor de siguranţă a fost studiată în Franţa pe baza cercetării atente a tuturor accidentelor produse pe o zonă de autostradă de circulaţie intensă. De asemenea s-a prezentat un studiu comparativ al eficacităţii sacilor de plastic cu umflare automată în raport cu centurile de siguranţă, concluziile pledînd net în favoarea celor din urmă. În fine s-au prezentat studii privind utilizarea parbrizurilor din sticlă laminată, a coloanelor de direcţie deformabile, a dispozitivelor de protecţie a capului, precum şi îmbunătăţiri ale soluţiilor constructive ale bordului şi ale mecanismelor de închidere a uşilor.

4. *Motoare pentru autovehicule*

O parte din comunicări au avut ca temă motoarele cu aprindere prin comprimare. Astfel, s-a prezentat un studiu privind dezvoltarea motoarelor rotative cu aprindere prin comprimare şi problemele legate de etanşările marginale, fiind comunicate rezultatele obţinute atît pe cale experimentală cît şi prin simulare pe calculator. S-au discutat probleme legate de dezvoltarea unor familii de motoare capabile să servească în scopuri multiple şi care să poată fi produse la preţ de cost redus şi la un înalt nivel de calitate. Gama utilizărilor unor familii de motoare poate fi extinsă fără diversificări constructive prea mari prin adoptarea supraalimentării. Astfel, domeniul de puteri 95—450 CP. este acoperit cu numai două configuraţii de bază cu 4 şi cu 6 cilindri în linie, la diverse grade de supraalimentare. Aspectele economice şi tehnice ale adoptării unui raport redus de compresie la motoarele diesel rapide supraalimentate au fost de asemenea discutate în corelaţie cu micşorarea tensiunilor termice şi menţinerea unei greutăţi pe cal-putere reduse. Cerinţele impuse lubrifianţilor pentru motoare în următorii 20 de ani vor creşte sub aspectul calităţilor antiuzură, al temperaturii de lucru, al duratei între două schimburi, precum şi al reducerii depunerilor întîlnite în mod normal la uleiurile convenţionale. Se preconizează pentru viitor că utilizarea uleiurilor minerale va fi satisfăcătoare, aceasta neexcluzînd întrebuinţarea unor produse sintetice pentru situaţiile în care necesităţile tehnice vor justifica preţul de cost mai ridicat al acestora.

Au fost luate în discuţie şi tipuri de motoare neconveţionale. Pentru propulsarea autobuzelor de mare capacitate s-a analizat posibilitatea utilizării turbinei cu abur şi transmisie electrică, prevăzută cu recuperarea energiei de frînare. S-a prezentat un studiu comparativ al unui grup hibrid, turbină cu gaze-motor, faţă de turbina cu gaze şi regenator. Un număr de comunicări s-au preocupat de utilizarea propulsiei electrice prin grupuri hibride cu pile de combustie şi acumulatori destinaţi să furnizeze plusul de energie necesar la accelerări şi capabili să recupereze energia de frînare, precum şi propulsia electrică a autobuzelor cu baterii de acumulatori şi grup electrogen.

5. *Probleme de viitor ale industriei petroliere*

Una din problemele abordate a fost aceea a producerii unui ulei care să întrunească cerinţele impuse de toate firmele europene producătoare de automobile. Acest deziderat ar fi posibil prin dezvoltarea unor noi tipuri de aditivi sau prin revizuirea specificaţiilor actuale reclamate de constructorii de autovehicule.

Problema reducerii sau eliminării complete a aditivilor pe bază de plumb din combustibili, obiectul unei viitoare legislaţii, a fost studiată sub aspectul schimbărilor ce vor interveni în calitatea combustibililor, performanţelor lor antidetonate şi concepţia constructivă a motoarelor. S-a prezentat de asemenea un studiu privind viscozitatea uleiurilor şi modul în care aceasta influenţează consumul de combustibil şi lubrifiant, rezistenţa mecanică generală a motorului, uşurinţa de pornire şi intervalul dintre schimburi. S-au prezentat rezultatele privind influenţa viscozităţii asupra uzurii adezive şi la oboseală a lagărelor, camelor, tacheţilor, precum şi asupra consumului de combustibil şi lubrifiant la diferiţe tipuri de motoare. În fine s-au abordat probleme privind cerinţele impuse lubrifianţilor pentru motoare neconvenţionale (Wankel, turbine cu gaze).

6. *Probleme privind costul global al autovehiculelor*

În cadrul acestei secţii au fost abordate probleme privind optimizarea organizării întreţinerii şi reparaţiei autovehiculelor, reducerea necesarului de piese de schimb, creşterea fiabilităţii autovehiculelor şi a părţilor lor componente. Elaborarea unor norme optime de întreţinere poate conduce la micşorarea cheltuielilor optime şi a duratei de staţionare a vehiculului. S-a recomandat introducerea în documentaţiile autovehiculelor a datelor tehnico-economice privind fiabilitatea acestora. Fiabilitatea vehiculului în raport cu hazardul condiţiilor de exploatare constituie o problemă importantă care a fost studiată experimental în laborator prin încercări la şoc şi vibraţii, precum şi prin simularea unor condiţii climatice externe. Costul reparaţiilor în urma accidentelor de circulaţie a fost analizat sub aspectul costului pieselor noi, al timpului de lucru şi al manoperei, relevîndu-se posibilitatea de reducere a cheltuielilor prin măsuri corespunzătoare luate încă din faza de proiectare a vehiculului.

Problema poluării mediului nu se pune în Europa cu aceeaşi stringenţă ca în S.U.A. Ca urmare se sugerează adoptarea pentru Europa a unui standard diferit care să permită preţuri de cost mai reduse ale autovehiculelor şi operaţiilor corespunzătoare de întreţinere. În fine alte comunicări tratează influenţa unor factori asupra preţului global de cost al transportului rutier, investigînd posibilităţile de reducere ale acestuia.

Ing. *D. Taraza*

◆

Aparate modernizate în domeniul călirii, sudării şi purificării, prezentate de industria bulgară la Tîrgul internaţional de la Plovdiv

Dintre aparatele destinate călirii s-a remarcat tipul M3B1 (fig. 1), care este destinat pentru tratarea la cald a părţilor de oţel prin încălzire de inducţie, călire de suprafaţă etc. Indicii tehnici şi de funcţionare ridicaţi ai maşinii dau posibilitatea de a trata părţi cu lungimi mult sporite şi cu o gamă largă de diametre, asigurarea unui control eficace al operaţiilor, posibilitatea de a include maşina într-o linie de conveier etc., ceea ce face ca maşina să fie necesară în diferite ramuri în construcţia de maşini şi tratarea metalelor.

Toate acestea sînt determinate de faptul că în ansamblu corpul maşinii este confecţionat din foi de oţel şi profile de oţel. Partea de tratare termică este fixată între centrele celor două console, distanţa acestora putînd fi reglată. Partea reglabilă este supusă la două mişcări principale: mişcarea liniară de avansare în direcţie verticală, realizată de sistemul hidraulic, şi o mişcare rotativă făcută de motorul hidraulic. Transformatorul de călire este fix. Maşina permite diferite combinaţii de mişcări, încălzire şi răcire, iar tratamentul termic se poate face prin metode simultane, continue sau întrerupte. Operaţia poate fi controlată manual sau automat printr-un program de control. Sistemul de control este aşezat pe un tablou, iar generatorul de almientare poate fi controlat de pe acelaşi tablou.

Dintre caracteristicile tehnice menţionăm voltajul sursei 380 V puterea 4,5 kW; lungimea maximă de călire 1 000 mm; lungimea maximă piesei de călit 1 600 mm; diametrul piesei călite 10—250 mm; greutatea maximă a piesei 400 kg; viteza de mişcare:

a) la călire 2—4 mm/s, b) la mişcarea înapoi 40 mm/s; viteza de rotire 4—40 rad/s; dimensiunea globală 1560/1630/3930 mm; greutatea aproximativă 1 200 kgf.

Dintre echipamentele pentru sudura materialelor plastice a reţinut atenţia tipul UZP 1—0,6 (fig. 2), destinat pentru sudura dielectrică de înaltă frecvenţă a materialelor termoplastice sintetice moi şi mai ales, PVC cu o grosime to-

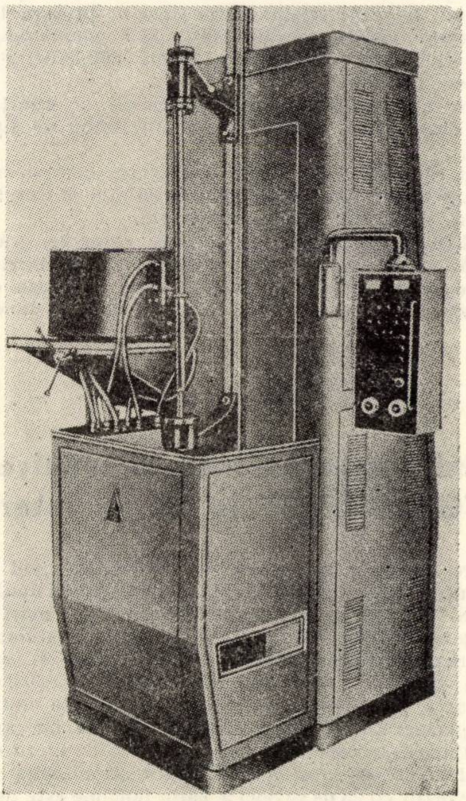


Fig. 1

tală de 0,2—2 mm. Aparatul este utilizabil în toate cazurile cînd trebuie lipite materialele cu proprietăţi dielectrice puternice cu o suprafaţă de sudură de 32 cm^2 şi grosimea de 0,2—2 mm şi cu o durată pînă la 10 s. El poate fi folosit atît pentru produse industriale, cît şi pentru produsele de plajă. Este constituit dintr-o carcasă metalică închisă.

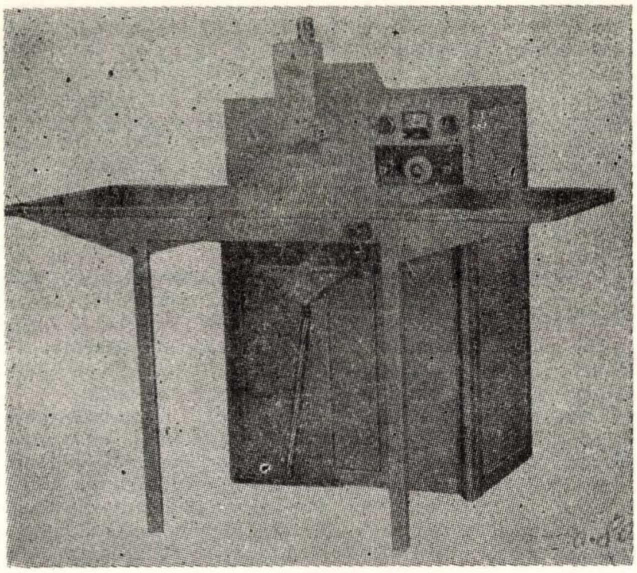


Fig. 2

Partea din faţă conţine un tablou de control. Autogeneratorul este dotat cu dispozitive pentru comandă automată. Funcţionează cu conectare automată sau manuală. Ajustarea la forţă se face treptat.

Dintre date tehnice subliniem voltajul sursei de alimentare 1N$\sim$c.p.s. 220 V; puterea consumată 1,53 kW; forţa de oscilaţie p,6 kW; frecvenţa 27·12 MHz; suprafaţa maximă de sudură 32 cm^2; presiunea maximă de presare 1 600 N; dimensiunile electrozilor joşi 500 × 660 mm; valori generatoare OT 400; dimensiunea totală 660/960/1 200 mm; greutatea 170 kgf.

Dintre aparatele destinate purificării şi curăţării, un interes deosebit l-a suscitat tubul ultrasonic de tip B1—4 (fig. 3).

Tubul este aplicabil pentru purificarea componentelor şi mecanismelor cu dimensiuni pînă la 80 mm din oţel, alamă, aluminiu, ceramică, sticlă, plastic etc.

Părţile sînt curăţate de reziduuri, de abrazive, grafit, talc, cerneală, acizi, ulei, particule metalice, praf, oxizi etc. Se foloseşte în construcţia de instrumente, industria de radio şi aparate electrice, mecanică fină, optică şi în laboratoare. Curăţarea componentelor se face prin intermediul oscilaţiilor ultrasonice produse de un convertor magnetic în solventul purificator. Tubul este destinat pentru operaţii cu soluţii alcaline, soluţii organice clorurizate şi soluţii acide, acestea din urmă necesitînd conteinere intermediare din plastic sau sticlă. Cînd se lucrează cu soluţii organice, clorurizate se foloseşte un sistem de răcire special încorporat, care menţine o temperatură a soluţiei în domeniul 40—60°C. Se foloseşte, de asemenea, pentru răcirea vaporilor. Tubul este prevăzut cu un încălzitor de tip imers pentru încălzirea soluţiei în cazul folosirii soluţiei alcaline.

Curăţarea ultrasonică este o metodă cu care se atinge un înalt grad de curăţire. Ea satisface cele mai înalte cerinţe de puritate pentru cele mai fine. şi complicate părţi şi mecanisme. Dimensiunile interne ale şurubului B4 îl face aplicabil pentru dimensiunile cele mai mici. La curăţarea unor părţi care nu pot fi aşezate în coş, se foloseşte un dispozitiv. În acest caz curăţarea se face complet şi repede. Cu alte metode de curăţare un grad de puritate atins cu tubul ultrasonic s-ar obţine mult mai dificil sau nu s-ar obţine deloc, iar timpul necesar curăţării ar creşte de multe ori.

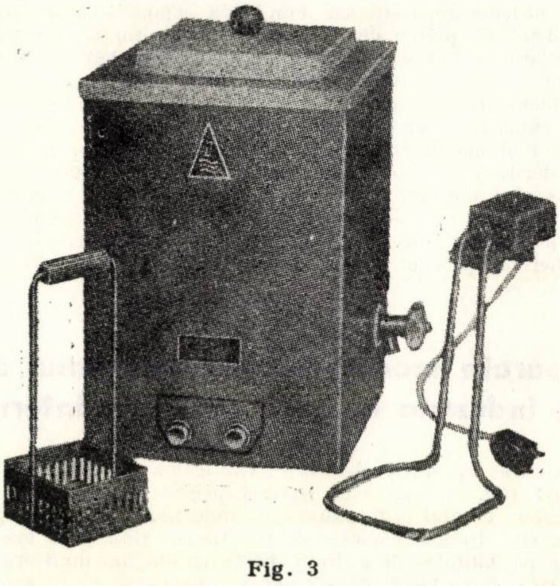


Fig. 3

Dintre caracteristicile tehnice menţionăm voltajul de alimentare 220 V; puterea consumată 1 kW; volumul udm^3; lungimea 160 mm; lăţimea 150; înălţimea 220 mm; puterea ultrasonică consumată 0,63 kW; voltajul sursei ultrasonice 110 V; frecvenţa 22 RHZ; dimensiunea coşului 90 × 100 × × 50 mm; greutatea 16,2 kgf.

D.M.

Maşini textile cu însuşiri tehnice superioare prezentate de "GABROVO" la Tîrgul internaţional de la Plovdiv

Dintre maşinile prezentate a reţinut în mod deosebit atenţia războiul automat de ţesut „IANTRA" cu două suveici, model SK2H (fig. 1) care, datorită tehnologiei mult îmbunătăţite ,poate fi folosit cu rezultate dintre cele mai bune pentru efectuarea ţesăturilor din mătase naturală şi artificială, precum şi pentru fibre sintetice. Dintre însuşirile tehnice se remarcă productivitatea ridicată, ţesăturile sînt de calitate superioară, rezistenţa a fost mult sporită, iar exploatarea se efectuează. în condiţii optime. Lăţimea de lucru este între 1 200 şi 2 200 mm. Automatul pentru schimbarea suveicilor este prevăzut cu 28 de suveici a căror lungime este de 400 mm şi lăţime de 42 mm.

Războiul de ţesut automat cu o suveică model SL pentru ţesături de in (fig. 2) este destinat pentru ţesutul unui larg sortiment de ţesături uşoare şi semigrele din in. Războiul funcţionează cu o înaltă productivitate, întrucît diferite componente pot funcţiona cu viteze deosebit de ridicate datorită materialelor de înaltă rezistenţă din care sînt fabricate. De asemenea, funcţionalitatea este de mare precizie, ceea ce face să ocupe unul dintre primele locuri între războaiele de acest tip din lume.

Sortimentul larg de lucru, turaţia mare, întreţinerea şi deservirea uşoară constituie trăsăturile caracteristice ale acestei maşini moderne. Lăţimea de lucru este între 1 000 şi

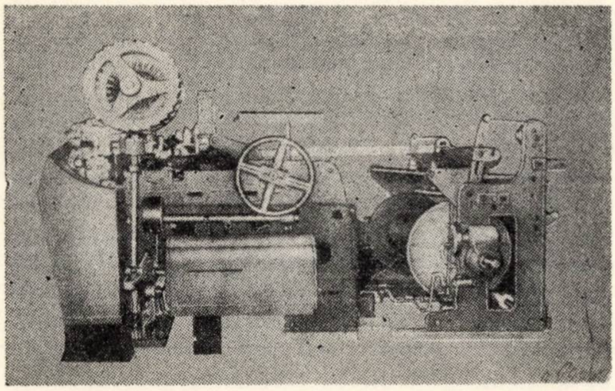


Fig. 1

2 200 mm; lungimea suveicii 475 mm, lăţimea 55 mm; înălţimea peretelui din faţă 37 mm, iar a peretelui din spate 38 mm; diametrul discurilor între 550 şi 710 mm; diametrul maxim al sulului de ţesătură 400 mm; puterea motorului electric 1,5—2,2 kW.

Războiul automat de ţesut model SK este, de asemenea, folosit pentru ţesături de mătase de toate genurile.

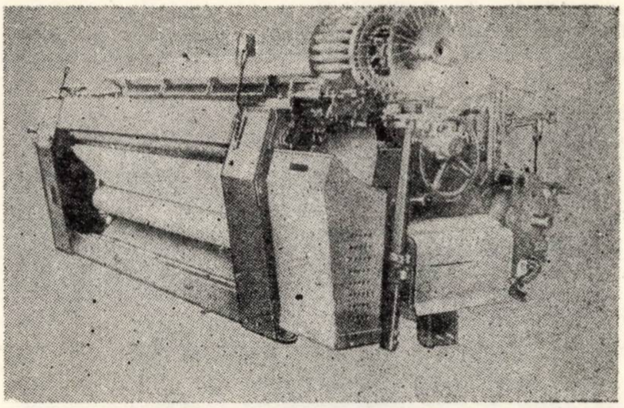


Fig. 2

Maşina a reţinut atenţia pentru înalta productivitate, calitatea ţesăturilor, rezistenţa ridicată a pieselor celor mai solicitate în timpul funcţionării, ceea ce dă, în ansamblu, o durabilitate ridicată utilajului şi fac ca maşina să atingă performanţe superioare.

D.M.

Industria bulgară, prezentă la Tîrgul de la Plovdiv cu noi tipuri de maşini agricole şi tractoare

Dintre maşinile agricole cărora li s-au adus importante îmbunătăţiri tehnice funcţionale a reţinut atenţia semănătoarea SZSCH—3,2 pentru însămînţat seminţe mari şi mici de legume. Aparatul de distribuţie este de tip tambur dinţat (cilindru dinţat) cu lungime de lucru constantă. Maşina este prevăzută cu o cupă de dozare de două tipuri diferite: pentru seminţe mici şi mari. Semănătoarea se distinge prin conceperea sa în vederea însămînţării în rînduri şi fîşii pe suprafeţe amenajate în terase sau pe suprafeţe nivelate. Schemele de semănat în fîşii sînt în 2,3 sau 4 rînduri într-o fîşie. Distanţele dintre rînduri în fîşie sînt de 15—75 cm, iar dintre fîşii de 50—90 mm. Semănătoarea este în aşa fel proiectată pentru a se putea adapta să funcţioneze pe şasiile automotorului SCH-22 printr-un sistem de ridicare hidraulică în trei puncte de ataşare. Dintre caracteristicile tehnice, menţionăm capacitatea totală a celor trei coşuri pentru seminţe, 170 dm^3. Randamentul la lăţimea de lucru este de 320 cm, viteza de deplasare a tractorului de 2,5 km/oră; lăţimea 2 950 mm; lungimea 1 000 mm; înălţimea 780 mm; greutatea 420 kg; lăţimea de lucru 240—330 cm; degajamentul la sol pentru transport 200 mm; cutia de distribuţie 23 + 23 piese.

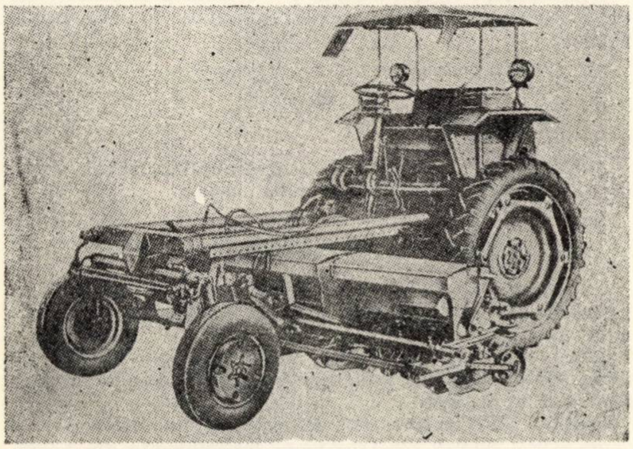


Fig. 1

De asemenea semănătoarea pneumatică SP-6 (fig. 2), datorită perfecţionărilor aduse, serveşte la însămînţarea porumbului, florii soarelui şi altor culturi. Maşina poate însămînţa bob cu bob sau două boabe deodată. După punerea în mişcare a tractorului, în urma unei depresiuni create de ventilator şi transmisă prin conductele tubulare, boabele sînt aspirate şi reţinute pe discuri la nivelul orificiilor. În timpul mişcării sale de rotaţie, comandată prin transmisia cu lanţuri, discul poartă bobul pînă la zona unde el nu mai este reţinut de către depresiune. În acest moment fiecare bob, degajat de acţiunea de depresiune, se separă de disc şi sub forţa sa proprie trece în sol.

Dintre caracteristicile tehnice subliniem: lungimea 2 000 mm, lăţimea de transport 4 500 mm, liniile de maximă distribuţie la o trecere sînt de 6, degajarea solului se face pe 400 mm, capacitatea cutiei cu seminţe 15 dm^3, diametrul roţilor purtătoare 440 mm, viteza maximă a ventilatorului 3 450 ture/minut, vidul creat de către ventilator la orificiile discului 300 mm coloană de apă = 0,3 atm, greutatea 740 kg, iar tractoarele utilizabile: universale, cu roţi, categoria 1,4 t.

Dintre tipurile de tractoare modernizate, un deosebit interes a suscitat tractorul de tip TL 30 (fig. 3) prevăzut cu

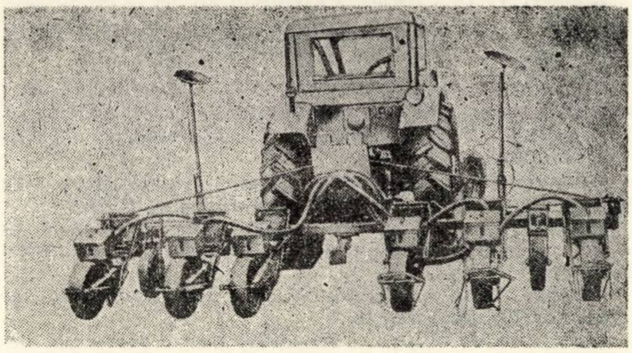


Fig. 2

un motor diesel cu 3 cilindri. Tractorul este de tipul semişasiu. După motor sînt montate un ambreiaj monodisc cu declanşare la comandă, mecanismele cutiei de viteză şi transmisia principală. În faţa semişasiului, pe o masă, sînt montate radiatorul, farurile din faţă şi pompa hidraulică pentru sistemul de ridicare. Sistemul de propulsie al tractorului a fost perfecţionat. Cărucioarele cu dispozitive de amortisment fiind montate pe un arbore transversal fix, permit mişcarea lor în direcţie verticală. Partea din faţă a tractorului fiind instalată pe un arc transversal în mijlocul pieselor articulate ale cărucioarelor asigură tractorului un mers suplu şi o bună amortizare. Rezervorul de carburanţi este montat deasupra motorului prin console cu tampoane de cauciuc şi sub capota superioară. În partea din faţă superioară sînt montate levierele de comandă ale tractorului şi sistemului de frîne. În partea din faţă a scaunului sînt montate sistemul hidraulic şi arborele de priză a forţei. În vederea asigurării funcţionării şi în timpul nopţii, tractorul este prevăzut cu iluminat electric.

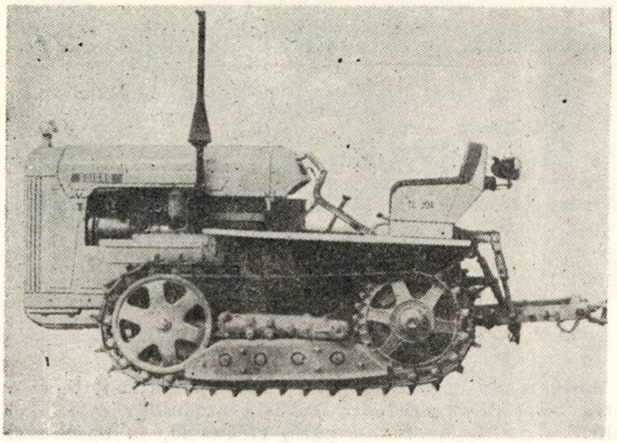


Fig. 3

Dintre caracteristicile tehnice ale tractorului a reţinut atenţia : puterea de tracţiune de 600—1 600 kg, lungimea 2 900 mm, lăţimea 980/950, înălţimea 1 220 mm, lărgirea normală de la centrul şenilelor 780 mm, degajamentul de sol între şenile 250 mm.

D. M.

Revista revistelor

Stanki i instrument nr. 3, 1972

Editorial : Accelerarea ritmului progresului tehnico-ştiinţific

Reaguzov, V. A. : Instalaţii logice pentru scheme de comandă a maşinilor agregate şi a liniilor automate.

Abramov, Ia. E. şi *Ghirin, L. K.* : Optimizarea seriei dimensionale de maşini-unelte.

Godovici, G. M. şi *Perelman, L. R.* : Studiul preciziei de lucru a maşinilor automate.

Gluhenkin, A. I., *Panov, N. N.* şi *Ravva, J. S.* : Stabilizarea temperaturii la maşinile-unelte de precizie cu ajutorul instalaţiilor de răcire cu semiconductori.

Şimanovici, M. A. : Analiza caracteristicilor lagărelor hidrostatice radiale.

Ciulkov, I. I. şi *Kuzminţev, V. A.* : Alegerea dimensiunilor optime ale arborelui în cazul dispunerii în consolă a roţilor dinţate.

Mannilov, L. K. şi *Şaşkov, E. V.* : Calculul camelor pentru maşinile de frezare a filetelor.

Safronovici, A. A., *Kovalenko, G. K.* şi *Vladimirova, L. V.* : Conservarea pieselor între operaţii.

Şahnovski, S. S. : Puterea necesară la rectificarea frontală dublă.

Etin, A. O. şi *Tumasian, T. M.* : Cercetarea statică a preciziei de prelucrare pe strunguri semiautomate de filetat.

Elianov, V. D. : Alegerea avansului grosier la rectificarea internă.

Eilbergleit, V. L. : Metode de prelucrare a canelurilor cu profil drept.

Smaghin, G. M., *Matveikin, Iu. D.* şi *Obuhov, P. N.* : Creşterea preciziei de prelucrare a orificiilor cu diametru mic.

Roiterstein, E. H. şi *Aloev, A. A.* : Microrodajul suprafeţelor toroidale.

Şurîghin, Iu. I. : Determinarea profilului berbecului pentru danturarea roţilor stelate ale transmisiilor cu lanţuri.

Dovgol, M. A. ş.a. : Dependenţa abaterilor inelelor de etanşare faţă de erorile unghiurilor de separare ale matriţei şi poansonului.

Şneider, Iu. G. ş.a. Ecruisarea prin vibraţii a suprafeţelor organelor de maşini-unelte.

Boiarşinov, Iu. A., ş.a. : Dispozitiv pentru prevenirea defecţiunilor datorate supraîncălzirii în timpul rectificării

Orlov, P. N., *Imogomov, T. I.* şi *Naumov, V. A.* : Influenţa construcţiei sculei asupra calităţii rodajului bilelor.

Ilin, S. V. : Profilarea berbecului pentru prelucrarea orificiilor canelate cu profil drept.

Kocetkov, A. M. : Maleabilitatea pietrelor-disc de rectificat.

Kozlov, G. A. şi *Borovikov, G. A.* : Rectificarea oţelurilor inoxidabile cu ajutorul vibraţiilor ultrasonice.

Haniaev, B. A. : Creşterea productivităţii utilajului de protecţie în turnătorie

Buiniaviciuc, S. A. : Automatizarea detalonării burghielor de centrat.

Meller, A. M. : Freze frontale demontabile de înaltă productivitate.

Permenev, P. V. : Lipirea sculelor cu mai multe muchii

Krainov, N. N. şi *Zuzanov, G. I.* : Seminarul de construcţia de maşini-unelte pentru ţările dezvoltate ale Orientului Mijlociu.

*** Noi maşini-unelte

*

nr. 4/1972

Kostousov, A. I. : Progresul tehnico-ştiinţific al construcţiei de maşini-unelte în al noulea plan cincinal.

Vasiliev, V. S. : Stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale utilajelor de prelucrare a metalului cu comandă numerică program.

Gracev, L. N. şi *Ghindin, D. E.* : Secţia automatizată cu comandă program de grup pentru prelucrarea pieselor de revoluţie

Monahov, G. A. şi *Somikov, A. V.* : Secţia automatizată de maşini cu comandă numerică program pentru prelucrarea mecanică a pieselor.

Golţiker, D. G. şi *Kuzneţov, E. A.* : Centre de prelucrare ale complexului pentru construcţia de maşini-unelte din Leningrad.

Kneajiţki, I. I. şi *Nemirovski, R. L.* : Centre de prelucrare ale uzinei de maşini-unelte de precizie din Odessa

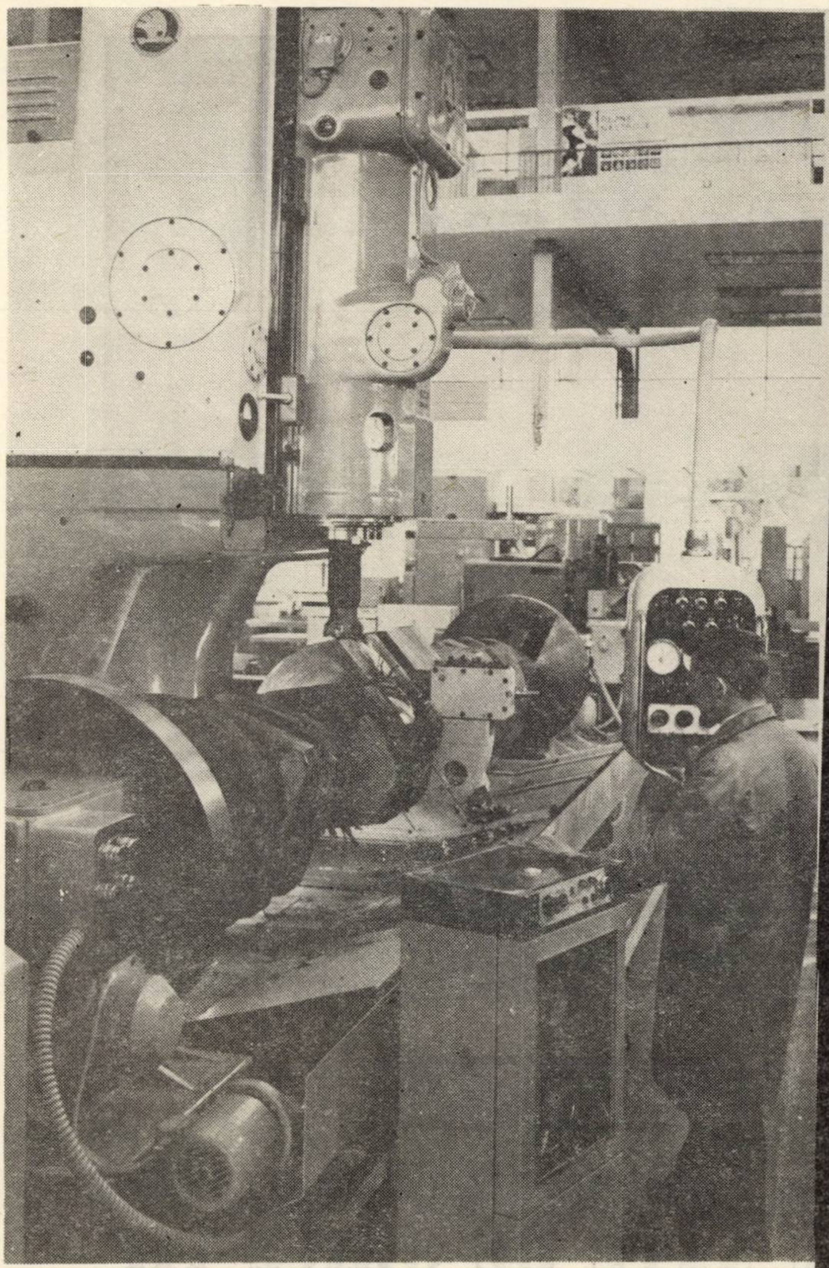
Balakşin, B. S. : Utilizarea sistemului de comandă adaptivă pentru creşterea preciziei şi productivităţii prelucrării.

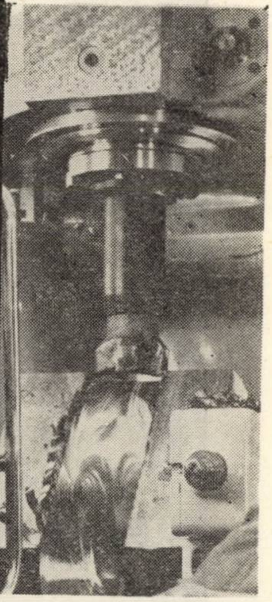
Hlebalin, N. F. şi *Denisov, V. M.* : Maşini pentru prelucrarea roţilor dinţate conice.

Starţev, N. K. şi *Blau, V. I.* : Maşini pentru prelucrarea roţilor dinţate cilindrice cu diametrul pînă la 320 mm.

Evstegneev, Iu. A. : Maşini pentru prelucrarea roţilor dinţate cilindrice şi melcate.

G. Z.





O rotaţie de 360° a arborelui cotit = frezarea completă a camelor limitatoare

Modelele SKODA FV—1000 sint studiate pentru frezarea pieselor grele şi a braţelor arborilor cotiţi. Broşa de lucru este acţionată de un motor electric asincron cu comutaţie, dezvoltind o putere de 44/32 kW. Dispozitivul longitudinal al mesei, cel transversal al culisei şi cel vertical al săniei portbroşe depind de unităţi autonome, acţionate de motoare de curent continuu. Maşinile de frezat FV—1000 se fabrică în trei variante:

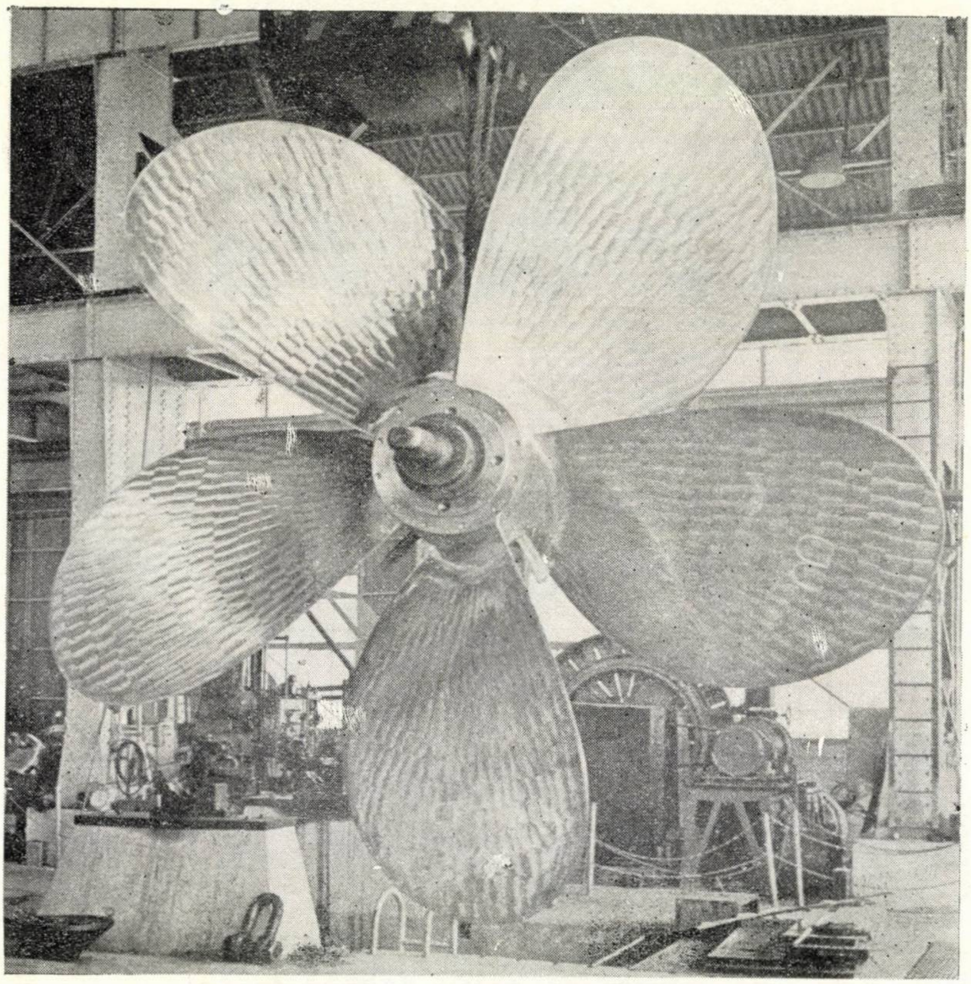
FV—1000 A 55 — cu masă cu mişcări longitudinale;
FV—1000 B 55 — cu masă longitudinală cu placă rotativă încastrată, acţionată de un motor de curent continuu;
FV—1000 C 55 cu masă longitudinală prevăzută cu două păpuşi pentru fixarea extremităţilor arborelui cotit.

Strojimport

Vinohradská 184
Praga 3 — Cehoslovacia

Maşină de frezat SKODÁ FV-1000 a.b.c.

FV 1000 a·b·c



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ
PENTRU NAVE DE ORICE TIP

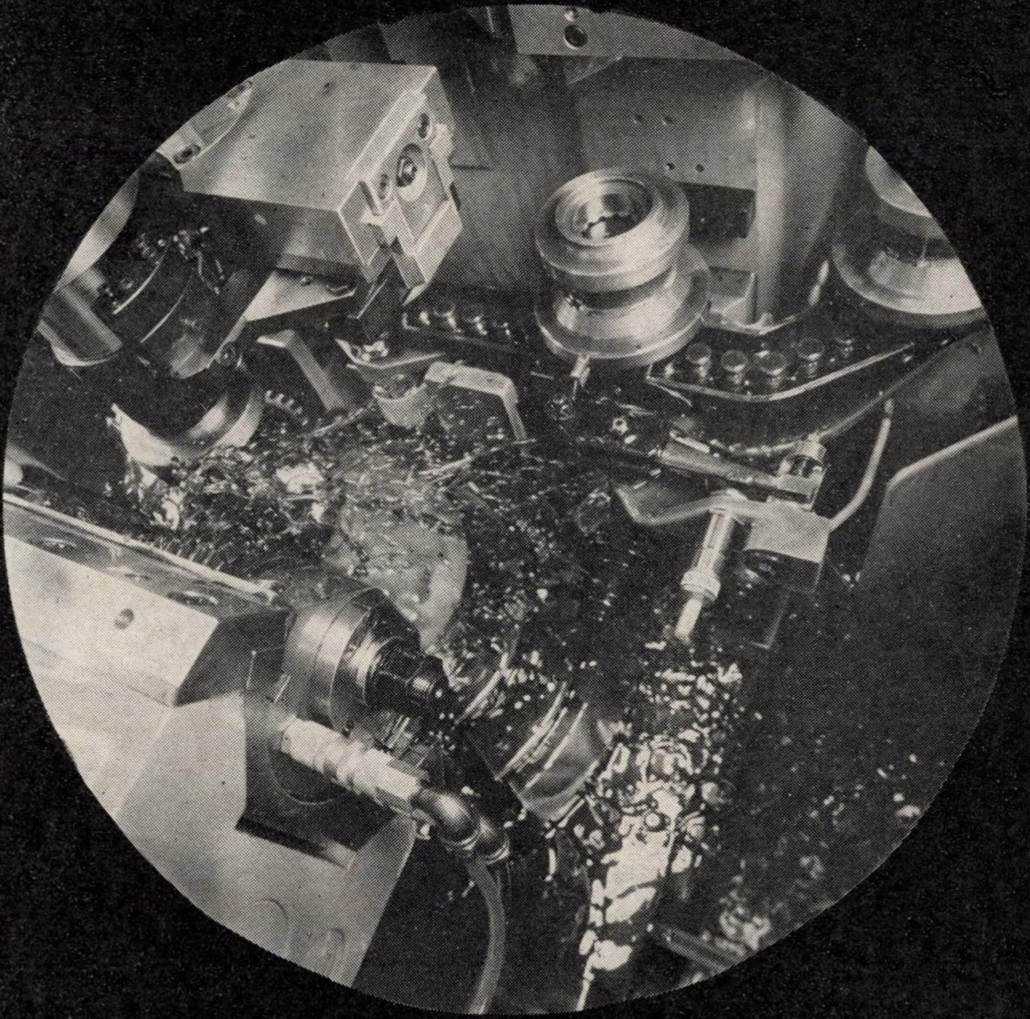
Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

Verein Deutscher Werzeugmaschinenfabriken
e.V. (VDW) D-6000 Frankfurt/Main
Corneliusstrasse 4
Telefon (0611) 740226
Telex: 0412607



Merită să faceți o călătorie prin lume, străbătînd 30 de țări în 10 zile, pentru a vizita a 73-a expoziție internațională de la Hanovra —18—27 sept. 1973—

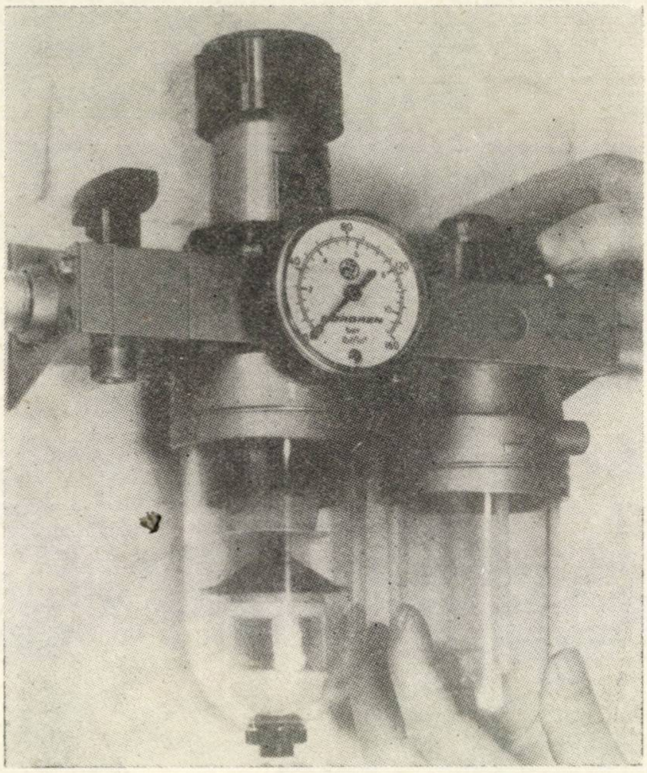
Produsele tehnicii celei mai moderne vor fi expuse pe o suprafață de circa 100 000 m.p

Pregătiți-vă bagajele pentru „Călătoria mondială” în scopul de a vedea expuse mașinile-unelte

Pentru informații amănunțite adresați-vă la adresa de mai sus.

Abonați-vă la revistele:
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

SISTEMUL INTERSCHIMBABIL NORGREN OLYMPIAN



Instalațiile de aer comprimat Norgren Olympian constituie un sistem universal, unic.

Caracteristicile de bază ale instalațiilor sînt : simplicitate, universalitate și sistem direct de conectare. Toate aceste trăsături ale instalațiilor Olympian, unanim recunoscute, explică eficiența or și reducerea cheltuielilor generale.

O vastă gamă de filtre, filtre-regulatoare, regulatoare, dispozitive de lubrifiere, supape-obturatoare împreună cu elementele „Redimount", „Vitalizer" și „Lubro-Control" vă stau la dispoziție pentru instalațiile dv. de $\frac{1''}{4}$, $\frac{3''}{8}$ și $\frac{1''}{2}$.

Înlocuirea diverselor dispozitive și instalații prin altele este o operație foarte simplă de deconectare și reconectare, reducînd timpul mort și pierderile de producție la minimum.

Intrați în legătură cu Norgren pentru informații tehnice amănunțite care vă vor da posibilitatea să stabiliți contactul cu

NORGREN
OLYMPIAN
PLUG-IN SYSTEM

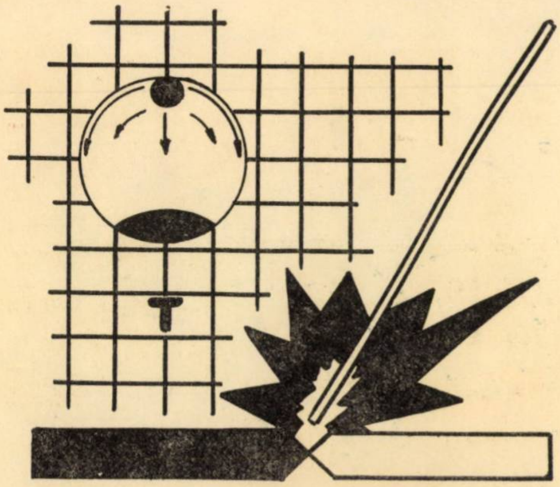
C. A. NORGREN LTD.,
SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE.
Tel: Shipston-on-Stour 61676 (STD code 0608) Telex 83208

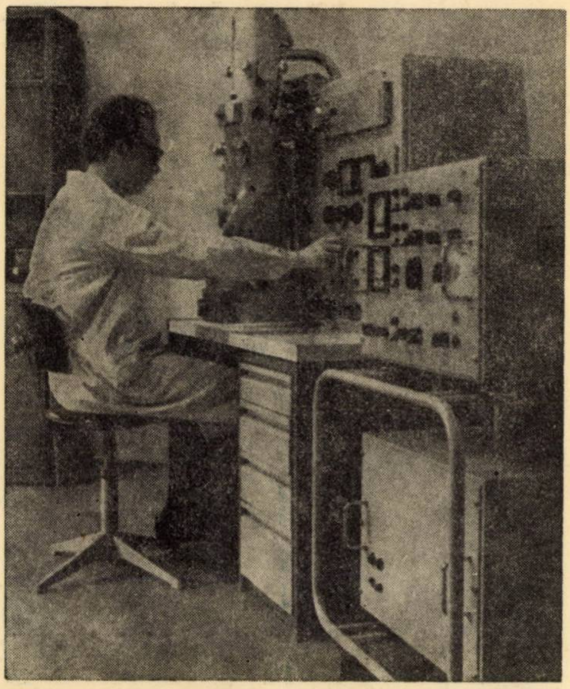
PUBLICOM

M.I.C.M.—D.G.D.R.I.

CENTRUL DE SUDURA SI INCERCARI LA OBOSEALA

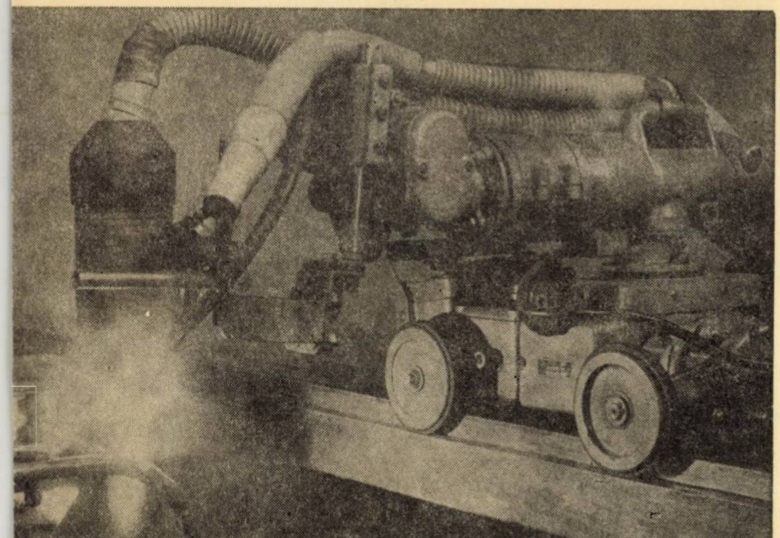
TIMISOARA





EFECTUEAZĂ, PE BAZĂ DE CONTRACTE, STUDII ŞI CERCETĂRI PRIVIND:

- Tehnologii de sudare a oţelurilor
- Tăiere şi sudare cu plasmă şi microplasmă
- Dezvoltarea materialelor pentru sudare — oţeluri, electrozi, fluxuri
- Examinarea compatibilităţii la sudare (metale, materiale de adaos)
- Încercări mecanice pentru metale şi îmbinări sudate
- Control defectoscopic — ultrasonic şi magnetic
- Examinări la frecare-uzare, pentru metale şi garnituri de fricţiune
- Analize chimice — analize metalografice — optice şi electronice
- Determinări extensometrice (mecanice, optice, electrice)



ACORDĂ ASISTENŢĂ TEHNICĂ ŞI ORGANIZEAZĂ CURSURI DE SPECIALIZARE

CSIO

TIMIŞOARA
Bd. Mihai Viteazu nr. 30
Telefon 1.32.68—8.19.42

UZINA
„VULCAN"
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

EXPORT
în 30 ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

E 3279

R

REFERALVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

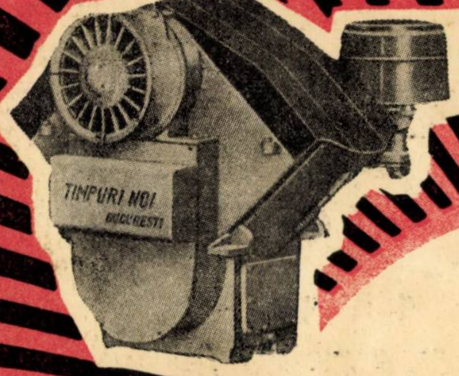
3

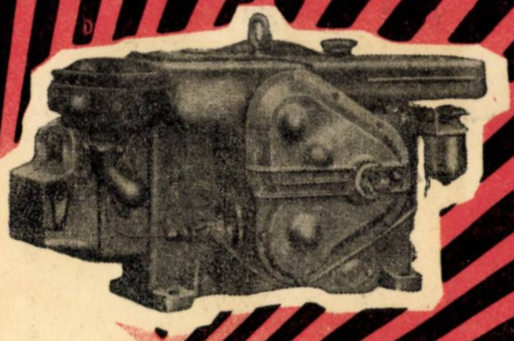
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXV • nr. 3 • MARTIE 1973

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

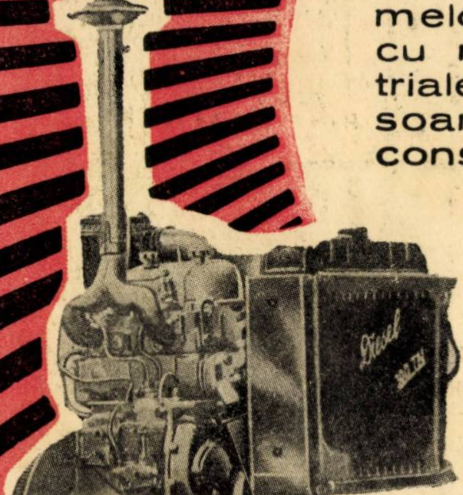
TIMPURI NOI

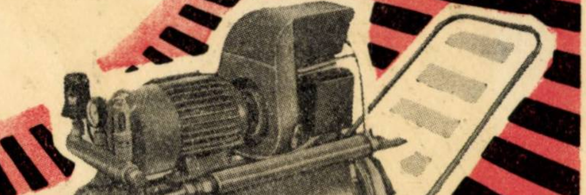
BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"





EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU:

Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c. ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o gama variată de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MASINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

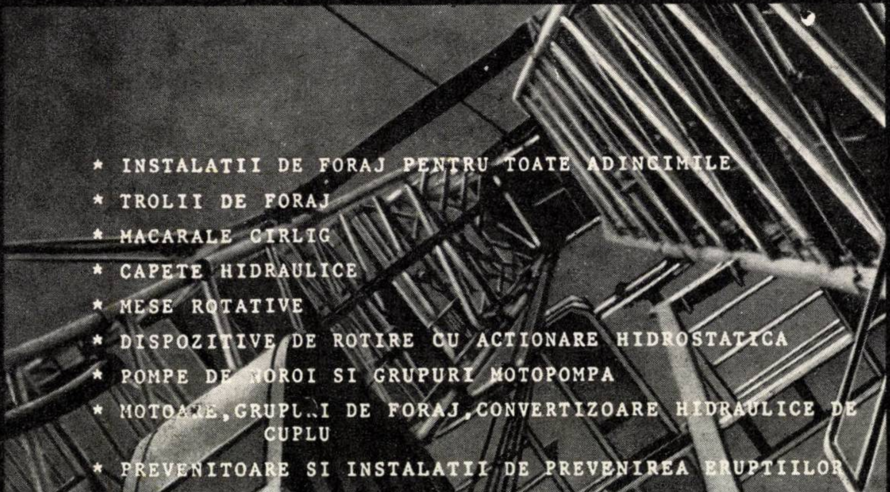
CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 • TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



- * INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
- * TROLII DE FORAJ
- * MACARALE CIRLIG
- * CAPETE HIDRAULICE
- * MESE ROTATIVE
- * DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
- * POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
- * MOTOARE, GRUPURI DE FORAJ, CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
- * PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
- * SAPE CU ROLE, SAPE LARGITOARE, CAROTIERE
- * AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
- * INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
- * INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
- * RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
- * PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
- * PRAJINI LUSTRUITE
- * POMPE DE ADINCIME
- * CAPETE DE COLOANA, CAPETE DE ERUPTIE, CAPETE DE POMPARE
- * PACKERE
- * SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
- * ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA, ABUR, PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
- * ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
- * PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA «1 MAI» PLOIEȘTI
UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

UZINA DE UTILAJ PETROLIER «TÎRGOVIȘTE»
Upet

UZINA «MECANICA» CÎMPINA
UZINA MECANICA CÎMPINA

UZINA «METALURGICA» BACĂU
UMB

UZINA «NEPTUN» CÎMPINA
Neptun

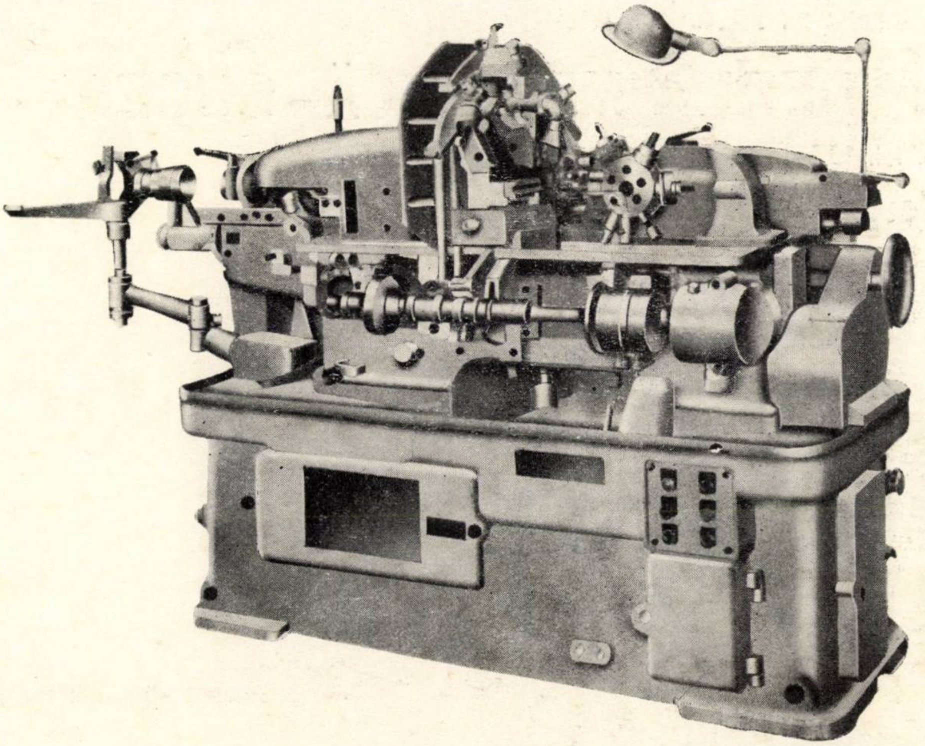
proiectate de

IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI SI CERCETĂRI PENTRU UTILAJ PETROLIER - IPCUP BUCUREȘTI

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60

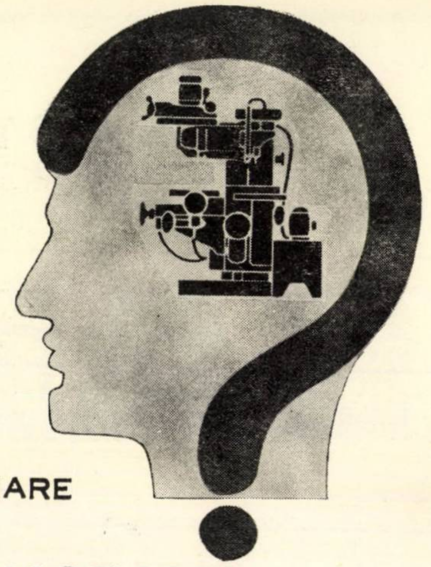


Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.

Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558



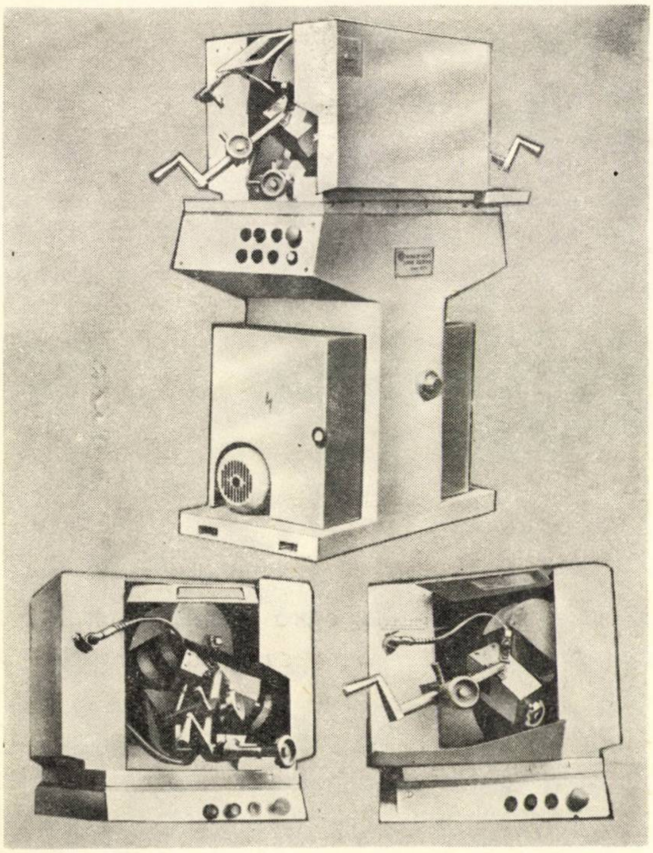
DORIȚI

CA UNITATEA DV. SĂ FIE DOTATĂ CU MAȘINI DE MARE PRODUCTIVITATE ȘI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ-SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

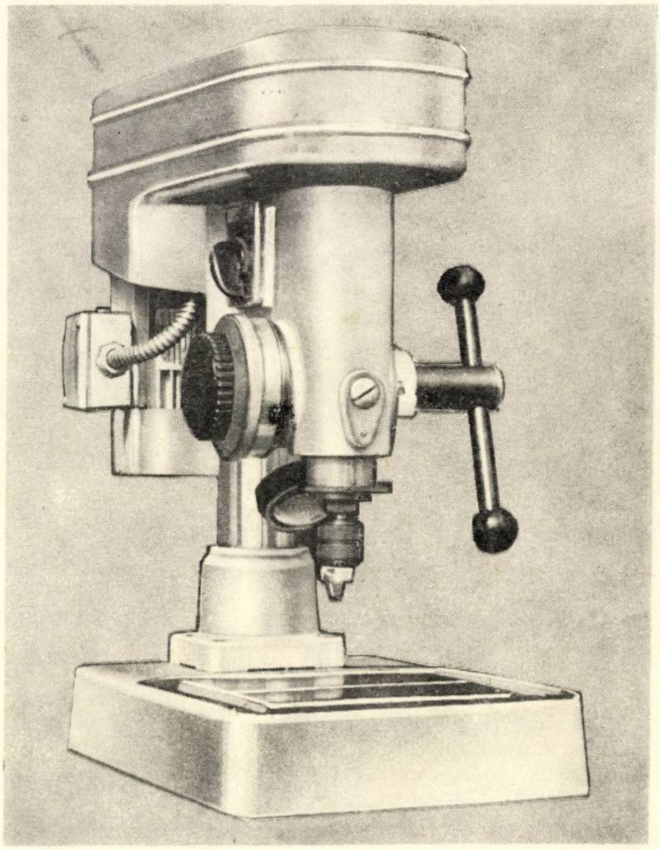
vă poate oferi:



MAȘINA DE ASCUȚIT BURGHIE TIP MAB-65

Mașina este destinată ascuțirii burghielor elicoidale în gama de la ∅ 5 la ∅ 65 mm, după suprafețe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" și „ELBI."

Burghiele ascuțite pe această mașină au o durată de utilizare de 4—12 ori mai mare decît burghiele ascuțite prin procedeele clasice.



MAȘINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6-M

Mașina este destinată operațiilor de găurire pînă la ∅ 6 mm.

Se mai pot executa operații de adîncire, lamare, lărgire.

Mașina are 10 trepte de turație cuprinse în intervalul 1320—11800 rot/min.

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI PRODUCE:

● ferăstrae alternative FA — 300 ● mașini de găurit G — 13 ● mașini de tăiat oțel beton — FTOB ● mașini de roluit tablă MRT — 1,5 ● mașini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD—500 și PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanți, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ȘI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAȘINI-UNELTE.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ŞTIINŢIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, MARTIE Nr. 3, 1973

CUPRINS

Caramavru, N., Pehlivanian, B. şi Caramavru, Fl.: **Caracteristicile hidraulice ale pulverizatorului folosit la motorul D-103 în condiţiile funcţionării cu motorină şi combustibil uşor.** 129

Ciurea, E.: **O metodă iterativă şi matriceală pentru calculul ramei şasiului la calculatorul electronic.** 133

Constantinescu, N. I.: **Asupra unor cauze care produc ruperea lanţului la transportoarele cu raclete.** 138

Florea, C.: **Metodă analitică de calcul al diagramelor de viteze ale preselor cu fricţiune.** 142

Ivan, N. V.: **Calculul regimurilor optime de aşchiere, prin programare convexă.** 151

Lammert, Fr.: **Tehnologia refulării cu extruziune inversă pe maşini de forjat orizontale.** 156

Macovei, A.: **Criterii de similitudine la maşini de săpat şi transportat pămînt, rezultate din aplicarea unor metode ale analizei dimensionale.** 159

Moraru, V.: **Erorile lanţurilor cinematice, generatoare complexe.** 162

Palade, D. şi Frunzetti, B.: **Tuburile gofrate, elemente sensibile cu largă utilizare în mecanica fină.** 165

Sălăgean, Tr.: **Sudarea dintr-o singură parte.** 170

Segal, H., Sîrbu, Gr. şi Dumbravă, M.: **Forţele dinamice produse într-un pod rulant la frînarea mecanismului de ridicare.** 173

Zugravu, C. şi Croitoru, L.: **Decuparea de precizie.** 177

Stoicescu, A.: **Influenţa parametrilor constructivi ai automobilului asupra stabilităţii sale la frînare.** 181

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: **Particularităţi ale funcţionării motorului cu aprindere prin scînteie alimentat cu amestecuri sărace prin injecţie directă a benzinei în camera de ardere.** 186

DOCUMENTARE 190

RECENZII 191

CRONICĂ 192

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă, ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

SUMAR

CZ 621.436.033.035

Caramavru, N, Pehlivanian, B. şi *Caramavru, Fl.* : **Caracteristicile hidraulice ale pulverizatorului folosit la motorul D-103 în condiţiile funcţionării cu motorină şi combustibil uşor.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 129–133

CZ 681.32.001.24

Ciurea, E. : **O metodă iterativă şi matriceală pentru calculul ramei şasiului la calculatorul electronic.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 133–137

CZ 621.867.133.004.64

Constantinescu, N. I. : **Asupra unor cauze care produc ruperea lanţului la transportoarele cu raclete.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 138–142

CZ 621.979.15.014.001.24

Florea, C. : **Metodă analitică de calcul al diagramelor de viteze ale preselor de fricţiune.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 142–150

CZ 621.91 :681.3.06

Ivan, N. V. : **Calculul regimurilor optime de aşchiere, prin programare convexă.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 151–156

CZ 621.735.32

Lammert, Fr. : **Tehnologia refulării cu extruziune inversă pe maşini de forjat orizontale.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 156–159

CZ 624.132. :621.878.25

Macovei, A. : **Criterii de similitudine la maşini de săpat şi transportat pămînt, rezultate din aplicarea unor metode ale analizei dimensionale.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 159–162

CZ 62–231.2 :621.855

Moraru, V. : **Erorile lanţurilor cinematice, generatoare complexe.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 162–165

CZ 681.2 :621.643

Palade, D. şi *Frunzetti, B.* : **Tuburile grofate, elemente sensibile cu largă utilizare în mecanica fină.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 165–170

CZ 621.791

Sălăgean, Tr. : **Sudarea dintr-o singură parte.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 170–173

CZ 621.874–592

Segal, H., Sîrbu, Gr. şi *Dumbrabvă, M.* : **Forţele dinamice produse într-un pod rulant la frînarea mecanismului de ridicare.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 173–177

CZ 621.963

Zugravu, C. şi *Croitoru, L.* : **Decuparea de precizie.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 177–181

CZ 629.113–592.073

Stoicescu, A. : **Influenţa parametrilor constructivi ai automobilului asupra stabilităţii sale la frînare.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 181–185

CZ 621.43–44

Zugrăvel, M. : *Gaiginschi, R.* : **Particularităţi ale funcţionării motorului cu aprindere prin scînteie alimentat cu amestecuri sărace prin injecţie directă a benzinei în camera de ardere.**

Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 3, p. 186–189

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia" Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 2174.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.436.033/.035
Карамавру, Н., Пехливаньян, Б. и Карамавру, Фл,: **Гидравлическая характеристика инжектора, применяемого на двигателе Д-103 в условиях работы на дизельном топливе и на легком топливе.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 129–133

ДК 681.32.001.24
Чюря, Е.: **Итеративный и матричный метод расчета рамы шасси электронной вычислительной машины.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 133–137

ДК 621.867.133.004.64
Константинеску, Н. И.: **О причинах, вызывающих поломку цепи на скребковых конвейерах.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 138–142

ДК 621.979.15.014.5.001.24
Флоря, К.: **Аналитический метод расчета диаграмм скоростей фрикционных пресс.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 142–150

ДК 621.91 :681.3.06
Иван, Н. В.: **Расчет оптимальных режимов резания, бочкообразным программированием.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 151–156

ДК 621.735.32
Ламмерт, Фр.: **Технология нагнетания обратным экструдированием на горизонтальных ковочных машинах.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 156–159

ДК 624.132 :621.878.25
Маковей, А.: **Критерии подобия на землеройных и на землетранспортирующих машинах, вытекающие из применения методов анализа размерности.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 159–162

ДК 62–231.2 :621.855
Морару, В.: **Погрешности кинематических цепей, комплексные образующие.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 162–165

ДК 681.2 :621.643
Паладе, Д. и Фрунзетти, Б.: **Гофрированные трубы, чувствительные элементы с широким применением в тонкой механике.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 165–170

ДК 621.791
Сэлэджян, Тр.: **Односторонняя сварка.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 170–173

ДК 621.874–592
Сегал, Х., Сырбу, Гр. и Думбравэ, М,: **Динамические силы, создаваемые в мостовом кране при торможении подъемного механизма.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 173–177

ДК 621.963
Зугравy, К. и Кроитору, Л.: **Точная вырезка.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 177–181

ДК 629.113 – 592.073
Стойческу, А.: **Влияние конструктивных параметров автомовбиля на его стабильность при торможении.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), № 3, стр. 181–185

ДК 621.43–44
Зугрэвел., М., Гайджински, Р.В.: **Особенности работы двигателя с искровым зажиганием, питаемого бедной смесью непосредственным впрыскиванием бензина в камеру горения.**
Construcţia de Maşini (25 (1973), № 3, стр. 186–1 89

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.436.033/.035
Caramavru, N., Pehlivanian, B. und *Caramavru, Fl.* : **Hydraulische Kennzeichen des Zerstäubers beim Motor D-103 im Betrieb mit Dieselől und leichten Brennstoffen**
Construcţia de maşini 25 (1973), H. 3, S. 129–133

DK 681.32.001.24
Ciurea, E. : **Iterativ-und Matrixmethode für die Berechnung des Fahrgestellrahmens mit Elektronenrechner**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 133–137

DK 621.867.133.004.64
Constantinescu, N. I. : **Über einige Ursachen des Kettenbruchs bei Kratzförderer**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 138–142

DK 621.979.15.014.5.001.24
Florea, C. : **Analytische Berechnungsmethode der Geschwindigkeitsdiagramme der Reibungspresse**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S 142–150

DK 621. 91 :681.3.06
Ivan, N. V. : **Berechnung des optimalen Spanbetriebs durch konvexe Programmierung**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 151–156

DK 621.735.32
Lammert, Fr. : **Anstauchungstechnologie mit Umkehrstrangpressen auf waagerechten Schmiedemaschinen**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 156–159

DK 624.132 :621.878.25
Macovei, A. : **Ähnlichkeitskriterien bei Maschinen für Erdausbaggerung und-Beföderung, durch Anwendung einiger Methoden der Dimensionalanalyse**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 159–162

DK 62–231.2 :621.855
Moraru, V. : **Fehler der Räderketten, komplexe Erreger**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 162–165

DK 681.2 :621.643
Palade, D. und *Frunzetti, B.* : **Gaufrierte Röhren, empfindliche Elemente mit breitem Einsatzbereich in der Feinmechanik**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 165–170

DK 621.791
Sălăgean, Tr. : **Einseitiges Schweissen**
Construcţia de Maşini (1973), H. 3, S. 170–173

DK 621.874–592
Segal. H., Sîrbu, Gr. und *Dumbravă, M.* : **In einem Laufkran, beim Bremsen der Hebevorrichtung erzeugte dynamische Kräfte**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 173–177

DK 621.963
Zugravu, C. und *Croitoru, L.* : **Präzisionsstanzen**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 177–181

DK 629.114–592.073
Stoicescu, A. : **Einfluss der Bauparameter des Kratwagens auf seine Bremsstabilität**
Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 181–185

DK 621.43–44
Zugravel, M., Gaiginschi, R. : **Betriebseigenheiten des, mit magerem Gemisch und direkter Benzineinspritzung in die Brennkammer gespeisten Ottomotors**
Costrucţia de Maşini 25 (1973), H. 3, S. 186–189

CONTENTS

DC 621.436.033/.035

Caramavru, N., Pehlivanian, B. and *Caramavru, Fl.* : **Hydraulic features of the spray nozzle of D-103 engine running on diesel oil or on light fuel.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 129–133

DC 681.32.001.24

Ciurea, E. : **And iteration and matrix method of calculating the frame of electronic computers.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 133–137

DC 621.867.133.004.64

Constantinescu, N. I. : **Some causes that may bring about the break of the chain of rake conveyors.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 138–142

DC 621.979.15.014.5.001.24

Florea, C. : **Analytical method of calculating the velocity diagram of friction presses.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 142–150

DC 621.91.681.3.06

Ivan, N. V. : **Calculation of optimum cutting conditions by means of convex programming.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 151–156

CZ 621.735.32

Lammert, Fr. : **Technology of inverse extrusion pressing in horizontal forging machines.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 156–159

CZ 624.132 :621.878.25

Macovei, A. : **Similitude criteria in earth digging and conveying machines resulting from the application of certain dimensional analysis methods.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 159–162

CZ 62–231.2 :621.855

Moraru, V. : **Errors in complex generators linkages.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 162–165

CZ 681.2 :621.643

Palade, D. and *Frunzetti, B.* : **Corrugates tubes, sensitive elements widely used in fine mechanics.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 165–170

CZ 621.791

Sălăgean, Tr. : **One-side welding.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 170–173

CZ 621.874–592

Segal, H., Sîrbu, Gr. and *Dumbravă, M.* : **Dynamic stresses occurring in a travelling crane when the lifting mechanism is being braked.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 173–177

CZ 621.963

Zugravu, C. and *Croitoru, L.* : **Accuracy mortising.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 177–181

DC 629.113–592.073

Stoicescu, A. : **Influence of constructive parameters of motorcars on stability in braking.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 181–185

DC 621.43–44

Zugrăvel, M., Gaiginschi, Z. : **Particulars on the operation of spark ignition engines fed with weak mixtures through direct injection of gasoline into the firing chamber.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 3, p. 186–189

SOMMAIRE

CD 621.436.033/.035

Caramavru, N., Pehlivanian, B. et *Caramavru, Fl.* : **Les particularités hydrauliques du pulvérisateurs du moteur D-103 lors de l'emploi de la motorine et des combustibles légers.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 129–133

CD 681.32.001.24

Ciurea, E. : **Une méthode itérative et matricielle pour calculer le châssis à l'aide du calculateur électronique.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 133–137

CD 621.867.133.004.64

Constantinescu, N. I. : **Sur certaines causes qui provoquent la rupture de la chaîne des transporteurs à raclettes.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 138–142

CD 621.979.15.014.5.001.24

Florea, C. : **Méthode analytique de calcul des diagrammes de vitesses pour les presses à friction.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 142–150

CD 621.91 :681.3.06

Ivan, N. V. : **Le calcul des meilleurs régimes de coupe par programmation convexe.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 151–156

CD 621.735.32

Lammert, Fr. : **La technologie du refoulement à extrusion inverse sur les machines horizontale à forger.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 156–159

CD 624.132 :621.878.25

Macovei, A. : **Critères de similitude, résultant de l'analyse des dimensions, pour les machines qui bêchent et transportent la terre.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 159–162

CD 62–231.2 :621.855

Moraru, V. : **Les erreurs des chaînes cinématiques géneratrices complexes.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 162–165

CD 681.2 :621.643

Palade, D. et *Frunzetti, B.* : **Les tubes gaufrés, éléments sensibles à large emploi dans la mécanique fine.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 165–170

CD 621.791

Sălăgean, Tr. : **Le soudage latéral.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 170–173

CD 621.874–592

Segal, H., Sîrbu, Gr. et *Dumbravă, M.* : **Les forces dynamiques développées dans un pont roulant lors du freinage du mécanisme de levage.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 173–177

CD 601–963

Zugravu, C. et *Croitoru, L.* : **Le découpage à grande précision.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 177–181

CD 629.113 – 592.073

Stoicescu, A. : **L'influence des paramètres constructifs de l'automobile sur sa stabilité lors du freinage.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 181–185

CD 621.43–44

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. : **Particularités du fonctionnement du moteur à allumage par étincelle, alimenté avec des mélanges pauveres, par l'injection direct de l'essence dans la chambre de combustion.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 3, p. 186–189

CZ 621.436.033.035

Caracteristicile hidraulice ale pulverizatorului folosit la motorul D-103 în condițiile funcționării cu motorină și combustibil ușor

Dr. ing. Nicolae CARAMAVRU — Institutul politehnic — Timișoara
Ing. B. PEHLIVANIAN — Uzina mecanică fină — Sinaia
Prof. ing. Florica CARAMAVRU — Școala de mecanici agricoli — Orțișoara

Identitatea desfășurării proceselor termice din motorul diesel policilindric este influențată, în mare măsură, de deosebirile caracteristicilor hidraulice ale pulverizatoarelor montate pe același motor.

Cu atît mai mult se pune problema cunoașterii caracteristicilor hidraulice atunci cînd se intenționează ca pulverizatoarele să fie folosite și pentru funcționarea motorului cu un combustibil mai ușor decît motorina (amestec format din 75% benzină și 25% motorină).

În cele ce urmează autorii își propun să prezinte succint instalația pentru determinarea caracteristicilor hidraulice ale pulverizatoarelor pe care s-au efectuat măsurările și analiza rezultatelor obținute în corelație cu caracteristicile de debit ale unei pompe de injecție.

Instalația folosită în scopul amintit, prezentată în figura 1, se compune dintr-o pompă de injecție *3* cu 12 elemenți de pompă acționată de un motor electric *2*, din trei rezervoare de liniștire a pulsațiilor (de egalizare a presiunii) *6*, *7*, *8*, și din injectorul *12*, în care se află introdus pulverizatorul a cărui secțiune efectivă de curgere dorim să o determinăm.

Arcul a fost eliminat din corpul injectorului, iar tija a fost modificată astfel încît prin înșurubarea sau deșurubarea acesteia s-au putut stabili diferite deplasări ale acului, care s-au măsurat cu ajutorul comparatorului *11*.

Combustibilul scurs într-un anumit interval de timp a fost colectat în cilindrul gradat *13*, iar scăpările de combustibil dintre ac și corp, în cilindrul *14*.

Secțiunile efective ale pulverizatoarelor încercate s-au determinat cu ajutorul relației :

$$\mu A_e = \frac{V}{\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}} \tag{1}$$

în care : μ este coeficientul de debit total ;
A_e — aria totală a secțiunilor orificiilor, cm^2 ;
V — debitul de combustibil determinat experimental pe instalația din figura 1, cm^3/s ;
$\Delta p = p_i - p_0$(p_i este presiunea de curgere constantă citită la manometrul 10, iar p_0 este presiunea atmosferică exprimată în $\mathrm{gf/cm}^2$) ;
ρ — densitatea combustibilului în $\mathrm{gfs}^2/\mathrm{cm}^4$

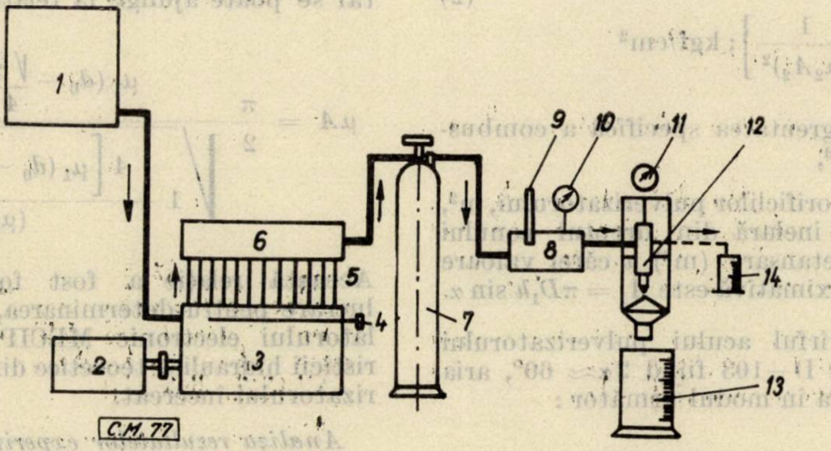


Fig. 1 — Schema instalației cu presiune constantă a combustibilului :
1 — rezervor de combustibil ; *2* — motor electric ; *3* — pompă de injecție ; *4* — dispozitivul pentru variația debitului pompei de injecție ; *5* — conductele de inaltă presiune ; *6, 7, 8* — rezervoare de liniștire ; *9* — termometru ; *10* — manometru ; *11* — comparator ; *12* — injector ; *13, 14* — cilindri gradați.

Înainte de a trece la prezentarea grafică a rezultatelor experimentale se prezintă schița principială a părții inferioare a pulverizatorului motorului D—103 (fig. 2), care a fost supus încercărilor şi relaţiile care există între presiuni şi debitul de combustibil pe secundă.

Se pot deosebi două secţiuni de trecere cu rezistenţe diferite : una în dreptul conului de închidere $\mu_1 A_1$ şi alta din orificiile pulverizatorului $\mu_2 A_2$. S-a notat cu p_c presiunea mediului în care se injectează combustibilul. În condiţii reale de funcţionare, p_c este presiunea aerului din cilindrul motorului, iar în condiţiile de determinare a caracteristicilor hidraulice, p_c reprezintă presiunea atmosferică.

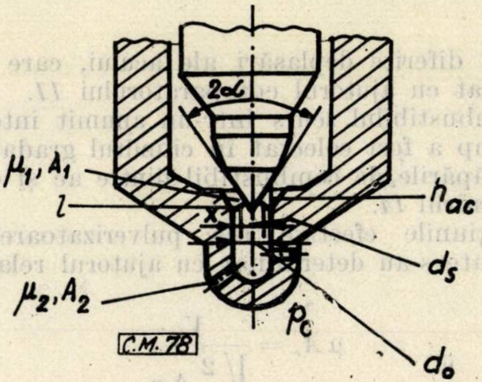


Fig. 2 — Schiţa principală a părţii inferioare a pulverizatorului încercat :

d_0 — diametrul canalului de sub scaunul de etanşare ; A_1 — aria inelară din dreptul conului de etanşare, A_2 — aria totală a orificiilor pulverizatorului.

Relaţia dintre diferenţa presiunilor de la orificii şi debitul de combustibil pe secundă este :

$$p_2 - p_c = \frac{V^2 \gamma_c}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4} \left[\frac{1}{(\mu_1 A_1)^2} + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{(\mu_2 A_2)^2} \right] ; \text{kgf/cm}^2 \qquad (2)$$

în care : γ_c este greutatea specifică a combustibilului în kgf/m³,

A_2 — aria orificiilor pulverizatorului, m²,
A_1 — aria inelară din dreptul conului de etanşare (m²) a cărei valoare aproximativă este $A_1 = \pi D_1 h \sin \alpha$.

Unghiul din vîrful acului pulverizatorului folosit la motorul D—103 fiind $2\alpha \approx 60°$, aria A_1 se poate calcula în modul următor :

$$d_s = d_0 - 2x \qquad l = h_{ac} \sin \alpha \qquad x = \frac{l}{2} \sin \alpha$$

$$d_s = d_0 - 2 \frac{h_{ac} \sin \alpha}{2} \cos \alpha$$

sau

$$d_s = d_0 - \frac{h_{ac}}{2} \sin 2\alpha$$

De unde rezultă că secţiunea de trecere de sub conul acului în funcţie de deplasarea acului. h_{ac} va fi :

$$A_1 = \pi d_s l = \frac{\pi}{2} \left(d_0 - \frac{\sqrt{3}}{4} h_{ac}\right) h_{ac}. \qquad (3)$$

Deoarece la începutul deplasării acului $V=0$ şi $h=0$, partea dreaptă a relaţiei (2) este nedeterminată, iar presiunea p_1, corespunzătoare acestui moment, este egală cu presiunea de deschidere a acului pulverizatorului.

La începutul ridicării acului de pe scaun, rezistenţa hidraulică dominantă va fi determinată de secţiunea inelară A_1. Pe măsura ridicării acului, valoarea $\frac{1}{(\mu_1 A_1)^2}$ se micşorează, iar debitul începe să crească.

Cînd $\mu_1 A_1 = \mu_2 A_2$, valoarea raportului $\frac{1}{(\mu_1 A_1)^2}$ din relaţia (2) va fi neimportantă.

În condiţiile determinărilor pe instalaţia din figura 1 se obţine secţiunea efectivă totală a pulverizatoarelor încercate.

Ţinînd seamă de relaţia (3), se poate scrie, pentru debitul de combustibil prin secţiunea inelară, relaţia :

$$Q = \frac{\pi}{2} \mu_1 \left(d_0 - \frac{\sqrt{3}}{4} h_{ac}\right) h_{ac} \sqrt{2g\, \gamma \Delta p_1} \qquad (4)$$

în care : Δp_1 este căderea reală de presiune în secţiunea respectivă.

Egalînd debitul de combustibil din secţiunea inelară Q cu debitele de combustibil prin orificiile pulverizatorului şi cel obţinut experimental se poate ajunge la relaţia [1] :

$$\mu A = \frac{\pi}{2} \frac{\mu_1 \left(d_0 - \frac{\sqrt{3}}{4} h_{ac}\right) h_{ac}}{\sqrt{1 + \frac{4 \left[\mu_1 \left(d_0 - \frac{\sqrt{3}}{4} h_{ac}\right) h_{ac}\right]^2}{(\mu_2 d_2^2 n)^2}}} \qquad (5)$$

Această relaţie a fost folosită în prezenta lucrare pentru determinarea, cu ajutorul calculatorului electronic MECIPT — 1, a caracteristicii hidraulice teoretice din figura 5, a pulverizatorului încercat.

Analiza rezultatelor experimentale

În figura 3 sînt reprezentate curbele de variaţie a secţiunilor efective în funcţie de deplasarea acului $\mu A_e = f(h_{ac})$ a trei pulverizatoare *1*, *2*, şi *3*, determinate experimental, folosind motorină la presiunea constantă de curgere de 60 kgf/cm². Se observă că pulverizatorul *2* are alura curbei $\mu A_e = f(h_{ac})$ mult diferită de alurile pulverizatoarelor 1 și 3, îndepărtarea curbei producîndu-se începînd cu $h_{ac} = 0{,}10$ mm. Curbele $\mu A_e = f(h_{ac})$ ale pulverizatoarelor *2* și *3*, practic se poate considera, că se confundă.

Creșterea presiunii de curgere pînă la 150 kgf/cm² (fig. 4) nu a apropiat alurile curbelor celor trei pulverizatoare.

Această dispersie a secțiunilor efective la deplasări mari ale acului are consecințe nefavorabile asupra uniformității proceselor termice din cilindrii unui motor în timpul funcționării acestuia la sarcini mari.

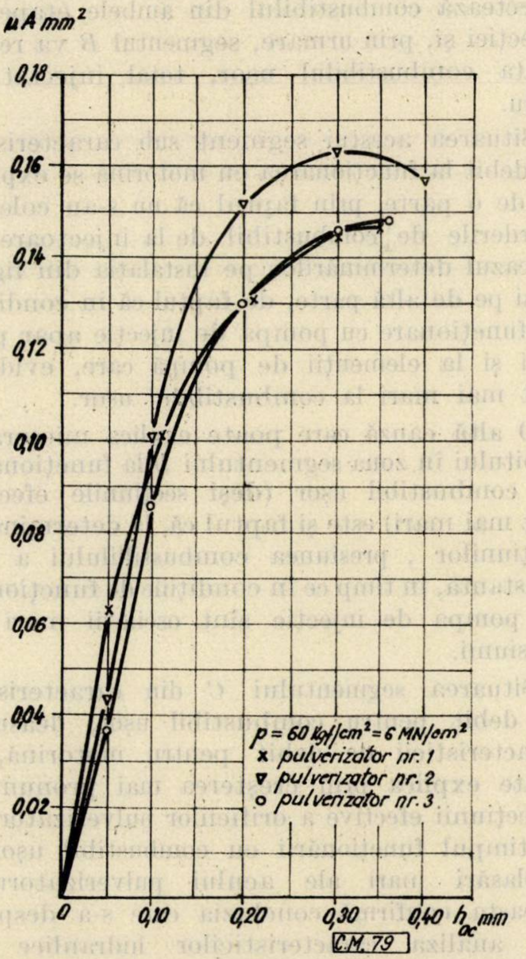


Fig. 3 — Curbele de variație a secțiunilor efective în funcție de deplasarea acului $\mu A_e = f(h_{ae})$ a trei pulverizatoare (1, 2 și 3), obținute la presiunea constantă de 60 kgf/cm².

Evitarea acestui efect negativ asupra funcționării motorului este posibilă prin micșorarea deplasării maxime a acului pulverizatorului.

În continuare s-au determinat curbele de variație a secțiunii efective în funcție de deplasarea acului pentru pulverizatorul 1 la diferite presiuni cu doi combustibili : motorină și combustibil ușor (amestec format din 75% benzină și 25% motorină), avînd greutatea specifică $\gamma = 0{,}767$ gf/cm³ (fig. 5).

Se observă că alurile curbelor (1—6), reprezentînd variația secțiunilor efective $\mu A = f(h_{ac})$ obținute cu combustibil ușor, sînt situate deasupra celor obținute cu motorină.

Aceasta se explică prin viscozitatea mai redusă a combustibilului ușor și a pierderilor hidraulice mai scăzute prin orificiile pulverizatorului. De asemenea, se observă că valorile secțiunilor efective determinate experimental sînt mai mari decît cele calculate teoretic cu relația (5), reprezentate prin curba *12*. Este posibil ca secțiunile efective teoretice să aibă valori mai mici din cauză că secțiunea totală a orificiilor pulverizatorului, calculată pe baza diametrului orificiului dat de uzină ($d = 0{,}275$ mm), este mai mică decît cea reală. Măsurări ulterioare au arătat că într-adevăr există abateri ale diametrului orificiilor, acesta fiind cuprins între 0,275 și 0,285 mm.

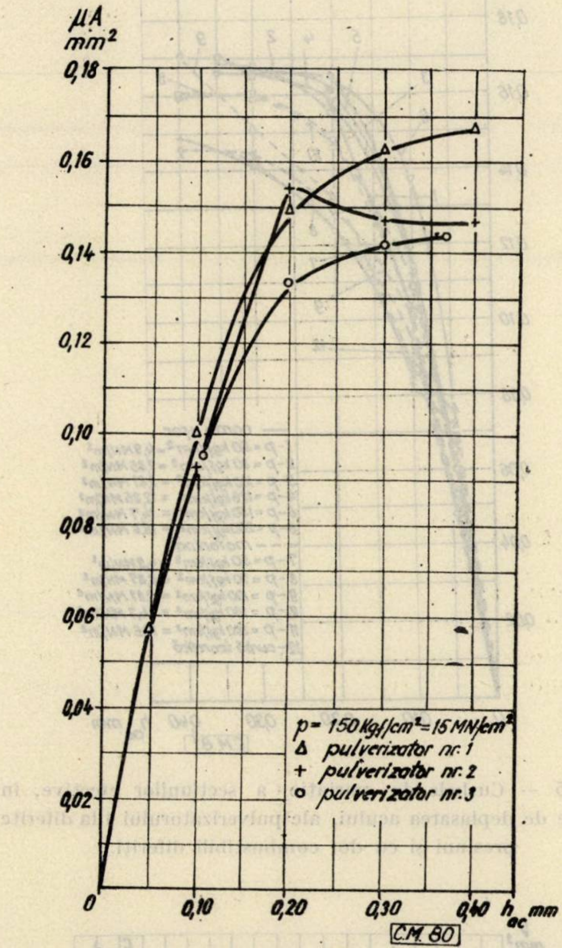


Fig. 4 — Curbele de variație a secțiunilor efective în funcție de deplasarea acului $\mu A_e = f(h_{ae})$ a trei pulverizatoare (1, 2 și 3), obținute la presiunea constantă de 150 kgf/cm².

O altă observație ar fi aceea că presiunile de curgere atît la motorină, cît și la combustibil ușor, nu influențează prea mult asupra secțiunii efective, influența cea mai mare fiind dată de către deplasarea acului. Această constatare permite micșorarea presiunii de injecție la funcționarea cu combustibil ușor, fără să apară pericolul micșorării secțiunii efective.

În scopul de a corela parametrii funcționali ai pulverizatoarelor cu cei ai pompei de injecție s-au determinat în etapa următoare caracteristicile de debit ale pompei de injecție.

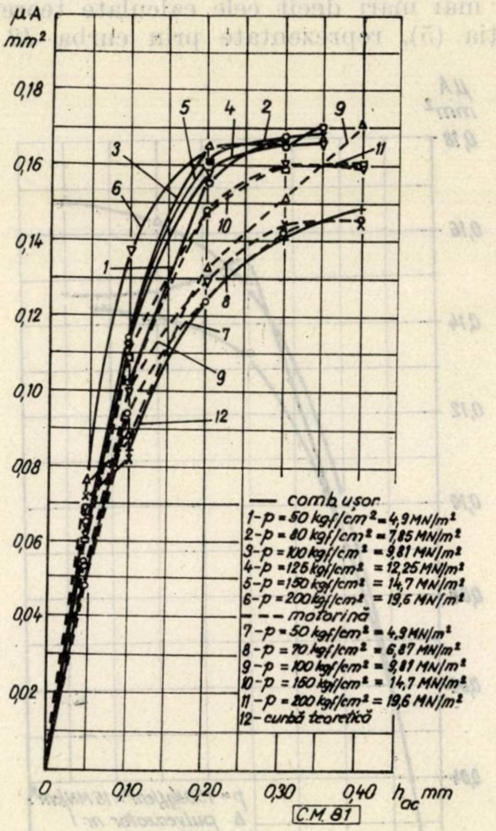


Fig. 5 — Curbele de variație a secțiunilor efective, în funcție de deplasarea acului, ale pulverizatorului 1 la diferite presiuni și cu doi combustibili diferiți.

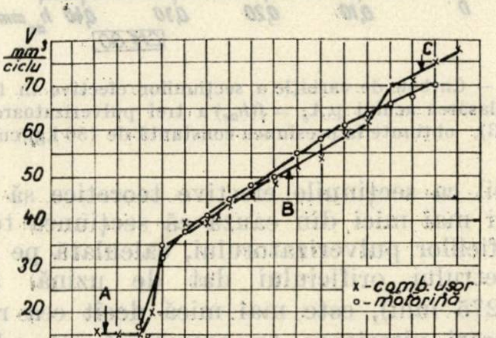


Fig. 6 — Caracteristicile de debit ale unei pompe de injecție la funcționarea cu combustibil ușor și motorină.

Întrucît motorul Diesel, care era destinat să funcționeze cu combustibil ușor, urma să fie echipat cu o pompă cu injecția în două etape, caracteristicile de debit din figura 6 sînt determinate pe o asemenea pompă.

Pentru ambele caracteristici se observă un salt al debitului între pozițiile $t = 3$ și 4 mm ale tijei de reglare a debitului. Cantitatea de combustibil injectată în etapa întîia este reprezentată de segmentul orizontal A (pentru combustibil ușor). Pentru cursa tijei $t > 4$ mm se colectează combustibilul din ambele etape ale injecției și, prin urmare, segmentul B va reprezenta combustibilul ușor, total injectat pe ciclu.

Situarea acestui segment sub caracteristica de debit la funcționarea cu motorină se explică, pe de o parte, prin faptul că nu s-au colectat pierderile de combustibil de la injectoare, ca în cazul determinărilor pe instalația din figura 1, și pe de altă parte, de faptul că în condițiile de funcționare cu pompa de injecție apar pierderi și la elemenții de pompă care, evident, sînt mai mari la combustibilul ușor.

O altă cauză care poate explica micșorarea debitului în zona segmentului B la funcționarea cu combustibil ușor (deși secțiunile efective sînt mai mari) este și faptul că, la determinarea secțiunilor , presiunea combustibilului a fost constantă, în timp ce în condițiile de funcționare cu pompa de injecție sînt oscilații mari ale presiunii.

Situarea segmentului C din caracteristica de debit pentru combustibil ușor, deasupra caracteristicii de debit pentru motorină, se poate explica prin creșterea mai pronunțată a secțiunii efective a orificiilor pulverizatorului în timpul funcționării cu combustibil ușor la deplasări mari ale acului pulverizatorului. Aceasta confirmă concluzia care s-a desprins din analiza caracteristicilor hidraulice ale pulverizatorului reprezentate în figura 5, referitoare la creșterea secțiunii efective de curgere a combustibilului ușor, în comparație cu secțiunea efectivă a orificiilor pulverizatorului determinată cu motorină.

Concluzii

1. Secțiunile efective ale pulverizatoarelor determinate experimental prezintă o dispersie care crește o dată cu creșterea deplasării acului h_{ac}. În consecință micșorarea dispersiei valorilor secțiunilor efective ale pulverizatoarelor care echipează un motor și uniformizarea în ultima instanță a proceselor termice din diferiți cilindri se poate obține prin micșorarea deplasării maxime a deplasării acului pulverizatorului.

2. Valorile secţiunilor efective $\mu A = f(h_{ac})$, obţinute cu combustibil uşor, sînt mai mari decît cele obţinute cu motorină. Aceasta se explică prin pierderile hidraulice mai scăzute în cazul folosirii combustibilului uşor. Obţinerea unor debite mai mari, la funcţionarea cu motorină în comparaţie cu combustibilul uşor pe o fracţiune relativ mare a cursei tijei de reglare a debitului se explică prin pierderile de combustibil uşor mai mari care se produc, în acest caz, la elemenţii de pompă şi care nu pot fi evaluate la determinările pe instalaţia pentru determinarea caracteristicilor hidraulice ale pulverizatoarelor.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rusinov R. V., Lavrova U. M.*, — ,,O rasciote ghidravliceskih haracteristic forsunok dizelei.'', In: Energomaşinostroenie, nr. 3, 1966.

* * *

CZ 681.32.001.24

O metodă iterativă şi matriceală pentru calculul ramei şasiului la calculatorul electronic

Mat. Eleonor CIUREA – I.C.P.A.T. – Braşov

Revoluţia tehnico-ştiinţifică contemporană este caracterizată prin apariţia şi folosirea calculatoarelor electronice numerice.

Aplicarea calculatoarelor electronice numerice la calcule tehnice a impus revizuirea metodelor de calcul şi a formulărilor matematice folosite.

Deoarece operaţiile cu matrice pot fi conduse uşor cu ajutorul calculatoarelor numerice, în această lucrare se prezintă o metodă matriceală pentru calculul ramei şasiului.

Rama şasiului clasică este un cadru rigid format din două bare longitudinale numite longeroane şi mai multe bare transversale numite traverse. Îmbinările dintre barele longitudinale şi cele transversale sînt în unghi drept şi locurile de îmbinare se numesc noduri.

Se consideră un sistem de axe cartezian astfel: axa x în lungul barei, axa y se află în planul structurii, iar axa z perpendicular pe planul structurii. Axa x trebuie să treacă prin centrele de încovoiere – răsucire ale barelor iar axele y şi z trebuie să fie axele principale de inerţie.

În general eforturile dintr-o bară sînt: forţe axiale, forţe tăietoare, momente încovoietoare şi momente de torsiune. Deformaţiile într-o secţiune din bară sînt: deformaţia axială, deplasarea, rotirea şi unghiul de răsucire.

Principalele solicitări ale unei rame de şasiu ale unui autocamion sînt încovoierea şi torsiunea. Încovoierea ramei şasiului este din cauza greutăţii proprii şi greutăţii utile iar torsiunea din cauza denivelărilor de drum. De aceea este justificat să considerăm numai forţele exterioare care acţionează după axa z, momentele de încovoiere exterioare care acţionează după axa y şi momentele de torsiune exterioare după axa x. Corespunzător acestor încercări le corespund deplasarea în direcţia z, rotirea şi unghiul de torsiune.

Secţiunile fiecărui element al structurii trebuie să fie bare cu pereţi subţiri.

Relaţiile diferenţiale dintre deplasări, deformări şi eforturile din bare sînt:

$$\frac{d^2U_1(x)}{dx^2} = \frac{T_2(x)}{EIy};\ \frac{dT_2(x)}{dx} = T_1(x) \qquad (1)$$

$$\frac{dU_1(x)}{dx} = U_2(x) \qquad (2)$$

$$\frac{d^3U_3(x)}{\mathrm{d}x^3} - \alpha^2\frac{dU_3(x)}{\mathrm{d}x} = -\alpha^2\frac{T_3(x)}{GI_t};$$

$$\alpha^2 = \frac{GI_t}{EI\omega} \qquad (3)$$

unde:

U_1 este deplasarea în direcţia z;
U_2 — unghiul de rotire;
U_3 — unghiul de torsiune;
T_1 — forţa tăietoare;
T_2 — momentul încovoietor;
T_3 — momentul de torsiune;
E — modulul de elasticitate;

G — modulul de elasticitate transversal;
I_t — momentul de inerţie polar;
$I\omega$ — momentul de inerţie sectorial;
I_y — momentul de inerţie axial al secţiunii în raport cu axa Oy.

Se consideră două secţiuni transversale prin şasiu, de coordonate X_i, X_{i+1} şi $l = X_{i+1} - X_i$. Pentru simplificare se poate considera întotdeauna că valoarea iniţială X_i să fie zero. De asemenea pentru a releva faptul că apare răsucirea împiedicată, pentru ecuaţia (3) se consideră că secţiunea „i" şi „$i+1$" corespunde la două noduri consecutive.

Astfel în condiţiile:

$$U_1(0) = U_{1,\mathrm{i}}; \; U_1'(0) = U_2(0) = \\ = U_{2,\mathrm{i}}; \; T_1(\mathrm{x}) = \mathrm{const}, \; x \in [x_i x_{i+1}] \tag{5}$$

$$U_3(0) = U_{3,\mathrm{i}}; \; U_3'(0) = 0; \; U_3'(l) = 0 \tag{6}$$

unde $U_{3,\mathrm{i}}$ nu este neapărat diferit de zero, se obţin:

$$U_1(x) = U_{1,i} + U_{2,i}\, x + \frac{1}{2}\frac{T_{2,1}}{EIy} x^2 + \\ + \frac{1}{6}\frac{T_{1,i}}{EIy} x^3 \tag{7}$$

$$U_2(x) = U_{2,i} + \frac{T_{2,1}}{EIy} x + \frac{1}{2}\frac{T_{1,i}}{EIy} x^2 \tag{8}$$

$$U_3(\mathrm{x}) = U_{3,i} + \frac{T_{3,i}}{GI_t\alpha}\left[\alpha x - \frac{2\,\mathrm{sh}\frac{\alpha x}{2}\,\mathrm{ch}\frac{\alpha(l-x)}{2}}{\mathrm{ch}\frac{\alpha l}{2}}\right]$$

şi: (9)

$$U_1(l) = U_{1,i+1} = U_{1,i} + lU_{2,i} + \frac{1}{2}\frac{T_{2,i}}{EIy} l^2 + \\ + \frac{1}{6}\frac{T_{1,i}}{EIy} l^3 \tag{10}$$

$$U_2(l) = U_{2,i+1} = U_{2,i} + \frac{T_{2,i}}{EIy} l + \frac{1}{2}\frac{T_{1,i}}{EIy} l^2 \tag{11}$$

$$U_3(l) = U_{3,i+1} = U_{3,i} + \frac{T_{3,i}}{GI_t}\lambda l \tag{9'}$$

unde:

$$\lambda = \left(1 - \frac{1}{\frac{\alpha l}{2}} + ch\frac{\alpha l}{2}\right).$$

Dacă între secţiunile „i" şi „$i+1$" nu există nici o sarcină exterioară atunci:

$$T_{1,i+1} = T_{1,i}; \; T_{2,i+1} = T_{2,i} + lT_{1,i}; \; T_{3,i+1} = T_{3,i}$$

Dacă în secţiunea „$i+1$" există sarcini exterioare atunci:

$$\begin{aligned} T_{1,i+1} &= T_{1,i} + T_1^e \\ T_{2,i+1} &= T_{2,i} - x^e T_1^e + T_2^e \\ T_{3,i+1} &= T_{3,i} + y^e T_1^e + T_3^e \end{aligned} \tag{14}$$

În multe cazuri $x^e = y^e = 0$.

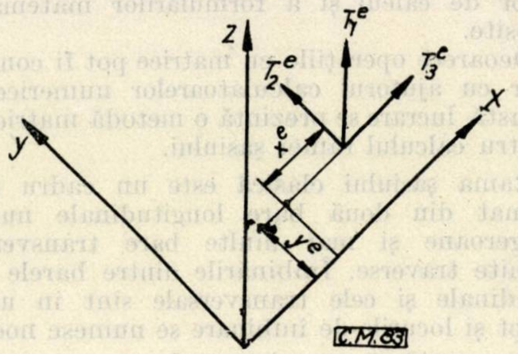


Fig. 1. Reprezentarea sarcinilor exterioare.

Dacă în secţiunea „$i+1$" există un reazem (arc caracterizat prin cele trei constante Cu_1; Cu_2; Cu_3), atunci:

$$\begin{aligned} T_{1,i+1} &= -Cu_1 U_{1,i} - Cu_1 x^2 U_{2,i} + Cu_1 y^e U_{3,i} + T_1, \\ T_{2,i+1} &= Cu_1 x^e U_{1,i} + (Cu_1 x^e x^e + Cu_2)\, U_{2,i} - \\ &\quad - Cu_1 x^e y^e U_{3,i} + T_{2,i} \\ T_{3,i+1} &= -Cu_1 y^e U_{1,i} - Cu_1 x^e y^e U_{2,i} + \\ &\quad + (Cu_1 y^e y^e + Cu_3)\, U_{3\,i} + T_{3,i} \end{aligned} \tag{15}$$

Se consideră o porţiune din rama şasiului. (fig. 3).

Într-un nod al lonjeronului trebuie să existe relaţiile:

$$\begin{aligned} U_1 &= U_1^t & U_4 &= U_4^t \\ U_2 &= U_3^t & U_5 &= U_6^t \qquad (16) \\ U_3 &= -U_2^t & U_6 &= -U_5^t \end{aligned}$$

unde indicele t se referă la traversă iar U_k sînt deplasările, rotirile şi unghiul de torsiune pentru partea dreaptă cînd $K = 1,\ 2,\ 3$ şi pentru partea stînga cînd $K = 4,\ 5,\ 6$.

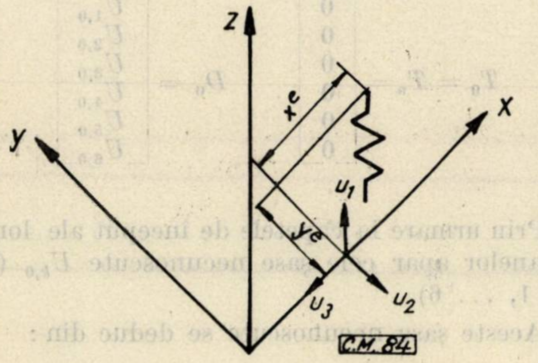


Fig. 2. Reprezentarea punctului de reazem.

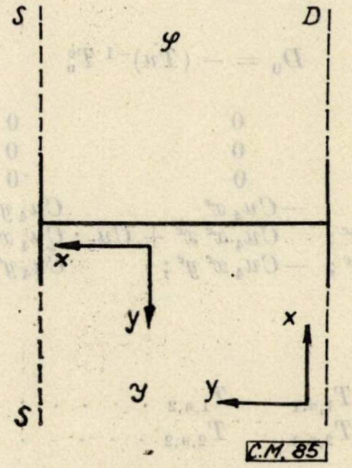


Fig. 3. Porţiune din şasiu:
S – stînga; *D* – dreapta; I – începutul structurii; S – sfîrşitul structurii.

Dacă secţiunea „$i+1$" este un nod atunci

$$\begin{aligned} T_{1,i+1} &= T_{1,i} - T_1^t & T_{4,i+1} &= T_{4,i} + T_4^t \\ T_{2,i+1} &= T_{2,i} + T_3^t & T_{5,i+1} &= T_{5,i} + T_6^t \qquad (17) \\ T_{3,i+1} &= T_{1,i} + T_2^t & T_{5,i+3} &= T_{6,i} - T_5^t \end{aligned}$$

$T_{k,i}$; T_k^t $(k=1, \ldots 6)$ au semnificaţii analoge cu $U_{k,i}$ şi U_k^t $(k = 1, \ldots 6)$, dar cu referire la eforturi.

Se definesc următoarele matrici:

$$D_i = \begin{bmatrix} U_{1,i} \\ U_{2,i} \\ U_{3,i} \\ U_{4,i} \\ U_{5,i} \\ U_{6,i} \end{bmatrix} \quad T_i = \begin{bmatrix} T_{1,i} \\ T_{2,i} \\ T_{3,i} \\ T_{4,i} \\ T_{5,i} \\ T_{6,i} \end{bmatrix} \quad T_i^e = \begin{bmatrix} T_{1,i}^e \\ T_{2,i}^e \\ T_{3,i}^e \\ T_{4,i}^e \\ T_{5,i}^e \\ T_{6,i}^e \end{bmatrix}$$

unde:

D_i este matricea deformărilor din bară în secţiunea „i";

T_i — matricea eforturilor din bară în secţiunea „i";

T_i^e — matricea sarcinilor exterioare în secţiunea „i".

Matricea deformărilor şi deplasărilor din bară în secţiunea „$i+1$" este:

$$D_{i+1} = M_{D,D} D_i + M_{T,D} T_i \qquad (18)$$

$$M_{D,D} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$M_{D,D}$ — matricea de transformare a deformărilor şi deplasărilor din secţiunea „i" în deformări şi deplasări din secţiunea „$i+1$".

$$M_{T,D} = \begin{bmatrix} \frac{1}{6}\frac{l^3}{EIy} & \frac{1}{2}\frac{l^2}{EIy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2}\frac{l^2}{EIy} & \frac{l}{EIy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{l}{GI_t}(1-\lambda) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{6}\frac{l^3}{EIy} & \frac{1}{2}\frac{l^2}{EIy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}\frac{l^2}{EIy} & \frac{l}{EIy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{GIt}(1-\lambda) \end{bmatrix}$$

$M_{T,D}$ — matricea de transformare a eforturilor din secțiunea „i" în deformări și deplasări din secțiunea „$i+1$".

Matricea eforturilor din secțiunea „$i+1$' este :

$$T_{i+1} = M_{T,T}\, T_i + M_{D,T}\, D_{i+1} + M_{T^e,T}\, T^e_{i+1} + \\ + M_{t,T,i+1} \qquad (19)$$

Secțiunile „i" se consideră cel puțin în punctele de reazem, de aplicare a sarcinilor externe și în noduri.

$$M_{T,T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$M_{T,T}$ — matricea de transformare a eforturilor din secțiunea „i" în eforturi din secțiunea „$i+1$". Există relația : $M_{T,T} = M^T_{D,T}$, indicele „T" de sus însemnînd transpusa matricei respective.

$$M_{D,T} = \begin{bmatrix} -Cu_1; & -Cu_1 x^e; & Cu_1 y^e & 0 & 0 & 0 \\ Cu_1 x^e; & Cu_1 x^e x^e + Cu_2; & -Cu_1 x^e y^e; & 0 & 0 & 0 \\ -Cu_1 y^e; & -Cu_1 x^e y^e: & Cu_1 y^e y^e + Cu_3; & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -Cu_4; & -Cu_4 x^e & Cu_4 y^e \\ 0 & 0 & 0 & Cu_4 x^e; & Cu_4 x^e x^e + Cu_5; & Cu_4 x^e y^e \\ 0 & 0 & 0 & -Cu_4 y^e; & -Cu_4 x^e y^e; & Cu_4 y^e y^e + Cu_6 \end{bmatrix}$$

$M_{D,T}$ — matricea de transformare a deformărilor din secțiunea „$i+1$" în eforturi din secțiunea „$i+1$" :

$$M_{T^e,T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -x^e & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ y^e & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -x^e & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & y^e & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$M_{T^e,T}$ — matrice de transformare a sarcinilor externe în eforturi din bare.

$$M_{t,T} = \begin{bmatrix} -T^t_1 \\ -T^t_3 \\ T^t_2 \\ T^t_4 \\ T^6_t \\ -T^t_5 \end{bmatrix}$$

$M_{t,T}$ — matricea de transformare a eforturilor din bara transversală în eforturi din bara longitudinală.

Se presupune că longeroanele sînt libere la cele două capete (de început și de sfîrșit) ceea ce înseamnă că forțele tăietoare T_1, T_4, momentele încovoietoare T_2, T_5 și momentele de torsiune T_3, T_6 la capete sînt egale cu zero.

Presupunînd că iterațiile sînt pentru $i = 0 \ldots, n-1$, înseamnă că indicii 0 și n corespund pentru cele două capete. Deci :

$$T_0 = T_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad D_0 = \begin{bmatrix} U_{1,0} \\ U_{2,0} \\ U_{3,0} \\ U_{4,0} \\ U_{5,0} \\ U_{6,0} \end{bmatrix}$$

Prin urmare la capetele de început ale longeroanelor apar cele șase necunoscute $U_{k,0}$ ($k = 1, \ldots 6$).

Aceste șase necunoscute se deduc din :

$$Tu\, D_0 + T^e_u = 0 \qquad (20)$$

$$D_0 = -\,(Tu)^{-1}\, T^e_u \qquad (21)$$

unde :

$$T_u = \begin{bmatrix} T_{1,n,1} & T_{1,n,2} & \cdots\cdots & T_{1,n,6} \\ T_{2,n,1} & T_{2,n,2} & \cdots\cdots & T_{2,n,6} \\ \cdots & \cdots & \cdots\cdots & \cdots \\ T_{6,n,1} & T_{6,n,2} & \cdots\cdots & T_{6,n,6} \end{bmatrix}$$

în care elementele $T_{k,n,j}$ sînt eforturile cu indicele k ($k = 1 \ldots 6$) la capetele de sfîrșit ale longeroanelor pentru $U_{k,0} = 1$, cînd $K = j$, $U_{k,0} = 0$, cînd $K \neq j$ și toate sarcinile egale cu zero :

$$T^e_u = \begin{bmatrix} T^e_{1,n,7} \\ T^e_{2,n,7} \\ T^e_{3,n,7} \\ T^e_{4,n,7} \\ T^e_{5,n,7} \\ T^e_{6,n,7} \end{bmatrix}$$

în care elementele $T^e_{k,n,7}$ sînt eforturile cu indicele k ($k = 1, \ldots 6$) de la capetele de sfîrșit ale longeroanelor cînd $U_{k,0} = 0$ ($k = 1, \ldots 6$) și toate sarcinile sînt luate în considerare.

Determinarea elementelor matricelor T_u și T_u^e se face în felul următor: se calculează mai întîi cadrul șasiului de șase ori ($j = 1 \ldots 6$) cu $U_{k,0} = 1$ pentru $k = j$, $U_{k,0} = 0$ pentru $k \neq j$ ($k = 1, \ldots 6$) și toate sarcinile egale cu zero. La primul calcul al cadrului șasiului ($j=1$) se obțin elementele primei coloane din matricea T_u și așa mai departe pînă cînd se calculează cadrul șasiului a șasea oară ($j = 6$) și se obțin elementele coloanei a șasea din matricea T_u. Se calculează cadrul șasiului a șaptea oară pentru $U_{k,0} = 0$ ($k = 1, \ldots 6$) și toate sarcinile se iau în considerare și astfel se obțin elementele matricei T_u^e.

În privința barelor transversale se pot de asemenea defini matricele:

$$D^{t,d} = \begin{bmatrix} U_1^t \\ U_2^t \\ U_3^t \end{bmatrix}; \quad T^{t,d} = \begin{bmatrix} T_1^t \\ T_2^t \\ T_3^t \end{bmatrix};$$

$$D^{t,s} = \begin{bmatrix} U_4^t \\ U_5^t \\ U_6^t \end{bmatrix}; \quad T^{t,s} = \begin{bmatrix} T_4^t \\ T_5^t \\ T_6^t \end{bmatrix}.$$

indicii d, s se referă la nodul drept, respectiv stîng. Matricele $D^{t,d}$, $D^{t,s}$ sînt cunoscute din relațiile (16). Dacă se pot determina eforturile dintr-un nod atunci prin metoda iterativă amintită anterior se pot determina necunoscutele în celălalt nod. Se consideră nodul stîng. Eforturile din acest nod sînt date de:

$$D^{t,d} = D_{T,d} T^{t,s} + D_{T^e,d} \qquad (22)$$

$$T^{t,s} = (D_{T,d})^{-1} (D^{t,d} - D_{T^e,d}) \qquad (23)$$

în care:

$$D_{T,d} = \begin{bmatrix} U_{1,4}^t & U_{1,5}^t & U_{1,6}^t \\ U_{2,4}^t & U_{2,5}^t & U_{2,6}^t \\ U_{3,4}^t & U_{3,5}^t & U_{3,6}^t \end{bmatrix};$$

$$D_{T^e,d} = \begin{bmatrix} U_1^{t,e} \\ U_2^{t,e} \\ U_3^{t,e} \end{bmatrix}.$$

Elementele matricei $D_{T,d}$, $U_{k,j}^t$ sînt deformările, deplasările cu indicele k($k = 1, 2, 3$) pentru $T_k^t = 1$ ($k = 4, 5, 6$) cînd $k = j$ și $T_k^t = 0$ cînd $k \neq j$ și toate sarcinile egale cu zero. Elementele $U_k^{t,e}$ ale matricei $D_{T^e,d}$ sînt deformările, deplasările cu indicele k($k = 1,2,3$) pentru $T_k^t = 0$ ($k = 4, 5, 6$) și se ia în considerare a doua parte a relațiilor (16). Sarcinile se iau în considerare numai atunci cînd se iau în considerare la longeroane. Elementele matricelor $D_{T,d}$ și $D_{T^e,d}$ se calculează în patru secțiuni de calcul analog cu calculul elementelor matricei T_u de la longeroane.

Determinîndu-se necunoscutele respective, amintite mai sus la capătul unei bare longitudinale sau transversale se pot determina eforturile din bară în orice secțiune a barei.

Determinîndu-se eforturile din bare se pot calcula tensiunile care sînt date de relațiile:

$$\sigma = \frac{T_2}{I_y} z + \frac{B}{I\omega} \omega \qquad (24)$$

$$\tau = \frac{T_1}{\delta I_y} S_y + \frac{ES\omega}{\delta} \frac{d^3 U_2}{dx^3} \qquad (25)$$

în care:

σ este tensiunea normală;
τ — tensiunea tangențială;
B — bimomentul;
ω — suprafața sector;
S — momentul static;
$S\omega$ — momentul static sectorial;
δ — grosimea profilului.

Bimomentul este dat de:

$$B = EI\omega \frac{d^2 U_3}{\mathrm{d}x^2} \qquad (26)$$

Calculul ramei șasiului la încovoiere și torsiune este laborios. Programarea acestui calcul la o mașină electronică numerică este necesară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* Rezistența materialelor, București, Editura tehnică, 1956.

[2] *Ciurea, El.* Calculul cadrului autocamioanelor. În: Construcția de Mașini, 1, 1971.

[3] *Deutsch*, I. Studiul asupra solicitărilor ramei camionului SR—101 — teză de disertație, Institutul politehnic — — Brașov.

[4] *Hasselgruber, H.* Zur Berechnung von Rechteck-rahmen aus offenen, dunnwandigen Profiltragen bei Biegung und Verwindung. Automobil Industrie C. Z., 1/1969.

[5] *Ion, D. I., Radu, N.* Algebra. București, Editura didactică și pedagogică, 1970.

[6] *Panomariov, S.D.* Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. I. București, Editura tehnică, 1970.

* * *

10

CZ 621.867.133.004.64

Asupra unor cauze care produc ruperea lanțului la transportoarele cu raclete

Prof. dr. ing. Ilie N. CONSTANTINESCU — Institutul de mine – Petroșani

Ruperile de lanț la transportoarele cu raclete sînt un factor de nedorit pentru că îngreuiază desfășurarea continuă a procesului de producție în abataj. Astfel de defecțiuni opresc, de exemplu, întregul proces de lucru în abatajele cu front lung cauzînd importante pierderi, deoarece utilaje de mare productivitate, cum sînt combinele miniere sau plugurile, sînt obligate să stagneze.

În ultimul timp s-au constatat tendințe care urmăresc micșorarea timpului de întrerupere prin repararea rapidă a lanțului transportorului. În acest sens s-au realizat diferite sisteme de comandă automată care decuplează motorul de acționare imediat ce s-a produs ruperea lanțului, împiedicînd astfel încîlcirea și deplasarea necontrolată a lanțului, eliminînd operații de remontare foarte greoaie și de durată lungă. Aceste tendințe sînt salutare și binevenite, dar credem că este de dorit să se insiste mai mult asupra cauzelor înseși care produc ruperea atît de frecventă a lanțului transportoarelor.

Transportorul este calculat ca să reziste bine la solicitările statice curente, iar prin introducerea unor coeficienți de siguranță el rezistă chiar unor vîrfuri dinamice foarte mari, cauzate de înțepeniri cînd transportorul se ridică de pe vatră fără ca lanțul să se rupă. Considerăm că ruperea lanțului este cauzată de eforturi dinamice nu prea mari, dar care au un caracter periodic pulsatoriu producînd obosirea lanțului. Astfel amplitudinea acestor eforturi dinamice cu caracter periodic prezintă o foarte mare importanță, fiind factorul principal care determină ruperea prin obosire a lanțului.

Sursa principală a acestor eforturi dinamice este la capul de acționare. În momentul îmbinării dintelui stelei de acționare cu zaua corespunzătoare a lanțului apare o suprasolicitare de perioadă egală cu timpul de antrenare a dintelui, dată de relația:

$$2\tau = \frac{2\pi}{\omega z}, \qquad (1)$$

unde ω reprezintă viteza unghiulară a stelei, iar z — numărul de dinți ai acesteia.

Expresia matematică a funcției periodice care precizează variația acestui efort în timp este extrem de greu de precizat, deoarece avem de a face cu o sumă de nenumărate fronturi de unde elastice, de mai multe ori reflectate și refractate. Se cunoaște însă destul de exact amplitudinea acestei funcții, adică valoarea maximă $S_{d\max}$ a eforturilor dinamice periodice ce apar în lanț [1], [2,] [3].

Astfel:

$$S_{d\max} = A_1\left[1 - \sin\pi\left(\frac{2L_0}{C\tau} + 0{,}5\right)\right] \qquad (2)$$

pentru transportoarele cu un singur cap de acționare și:

$$S_{d\max} = [A_1 + A_2]\left[1 - \sin\pi\left(\frac{2L_0}{C\tau} + 0{,}5\right)\right] \qquad (3)$$

pentru transportoarele cu două capete de acționare.

În relațiile (2) și (3) L_0 reprezintă lungimea transportorului, iar C — valoarea vitezei de calcul a propapagării undelor elastice din lanț, dată de relația:

$$C = \frac{2C_1 + C_2}{C_1 + C_2}, \qquad (4)$$

unde C_1 este valoarea vitezei de propagare a undelor elastice pe ramura goală (de întoarcere) a lanțului și C_2 — viteza de propagare a undelor elastice pe ramura încercată a lanțului [1].

Mărimile A_1 și A_2 reprezintă amplitudinea maximă rezultantă a fronturilor de unde elastice ce se însumează în secțiunea (S_4 a lanțului și sînt exprimate cu următoarele relații:

$$A_1 = \frac{1}{2(1-k)}(\psi_{14} - \psi_{12}),$$
$$A_2 = \frac{1}{2(1-k)}(\psi_{24} - \psi_{22}), \qquad (5)$$

în care:

$$k = \frac{2k_1}{1 + \dfrac{C_1}{C_2}}, \qquad (6)$$

K_1 fiind coeficientul de reflectare al undelor elastice la capul de acționare.

Termenii ψ_{12}, ψ_{14}, ψ_{22}, și ψ_{24} depind de caracteristicile transportorului și se calculează cu relațiile:

$$\psi_{12} = \frac{E_0\omega R}{C}\left\{\cos 0{,}5\,\omega\tau - \left(\cos\omega\tau - \frac{g\mu\ 0{,}5\,\tau}{\omega R}\right)\cdot H\ (t_{01} - 0{,}5\,\tau)\right\},$$

$$\psi_{14}=\frac{E_0\,\omega R}{C}\Big\{\cos 0{,}5\,\omega\tau-\Big(\cos\omega\tau-$$

$$-\frac{gu\,1{,}5\,\tau}{\omega R}\Big)\cdot H\,(t_{01}-1{,}5\,\tau)\Big\},$$

$$\psi_{22}=\frac{E_0\,\omega R}{C}\Big\{\cos\omega\tau-(\cos\omega\tau\cdot H\,(t_{02}-0{,}5\,\tau)\Big\}=0,$$

$$\psi_{24}=\frac{E_0\omega R}{C}\Big\{1-(\cos\omega\tau) \qquad (7)$$

unde s-a notat cu:

E_0 — rigiditatea lanțului;

R — raza cercului primitiv al stelei de acționare;

g — accelerația gravitației;

μ — coeficientul de rezistență la deplasarea lanțului;

H — funcția lui Heaviside;

$$t_{01}=\frac{\omega R\cos\omega R}{\mu g}$$

$$t_{02}=t_{01}+\Delta\tau$$

$\Delta\tau$ — decalajul de timp dintre cele două stele, dacă transportorul are două capete de acționare.

După cum rezultă din relațiile (1) — (7), amplitudinea efortului dinamic $S_{d\max}$ poate fi calculată foarte ușor cunoscînd parametrii constructivi ai transportorului și lungimea L_0 a acestuia, care se stabilește în funcție de condițiile de exploatare (de exemplu lungimea frontului de lucru).

Să examinăm în continuare cum depinde $S_{d\max}$ de lungimea transportorului cu raclete L_0 pentru cele două tipuri constructive T_r — 3 și T_r —2 executate la noi în țară.

Datele constructive ale celor două tipuri de transportoare sînt arătate în tabela 1, iar în tabela 2 se dau valorile calculate ale parametrilor conform relațiilor indicate.

Fiind cunoscute valorile lui A_1 și A_1+A_2 care nu depind de lungimea transportorului, se va examina în continuare variația expresiei:

$$E=1-\sin\pi\left(\frac{2L_0}{C\tau}+0{,}5\right), \qquad (8)$$

care ia valori între 2 și 0 pentru diferite lungimi ale transportorului cu raclete (tabela 3).

În această tabelă mai sînt trecute și valorile eforturilor $S_{d\max}$ pentru cele din urmă două tipuri de transportoare T_r — 3 și T_r — 2. Mărimile eforturilor sînt calculate atît pentru mersul în gol cînd $C=C_1$, cît și pentru încărcarea nominală a transportoarelor. Totodată s-au mai calculat eforturile dinamice pentru cazul cînd transportoarele sînt acționate la ambele capete (două capete de acționare). Aceste valori se găsesc în a doua coloană din căsuța eforturilor (tabela 3).

Tabela 1

Nr.	Denumirea caracteristicilor	T_r — 3	T_r — 2
1	Debitul, Q	1960 t/h	588,6 t/h
2	Viteza de deplasare a lanțului, V	0,8 m/s	0,5 m/s
3	Greutatea pe metru liniar al lanțurilor, q_0	14,7 dN/m	13,36 dN/m
4	Greutatea materialului pe metru liniar de jgheab, q	62,2 dN/m	32,8 dN/m
5	Numărul de dinți la steaua de antrenare, z	8	6
6	Turația stelei de antrenare, n_1	48 rot/min	48 rot/min
7	Diametrul primitiv al stelei de antrenare, D_p	323,5 mm	193,6 mm
8	Pasul lanțului, p	0,081 m	0,050 mm
9	Rigiditatea lanțului, E_0	$1{,}16.10^6$ dN	$1{,}16.10^6$ dN
10	Coeficientul de rezistență la deplasarea lanțului, μ	0,22	0,22
11	Coeficientul de reflexie al undelor elastice K_1	0,68	0,58
12	Coeficienți care țin seamă de mișcarea și de neuniformitatea deplasării organului de tracțiune, φ	0,5	0,5

Variația eforturilor dinamice este reprezentată în grafic în figura 1 pentru $T_r - 3$ și în figura 2 pentru $T_r - 2$. În fiecare figură avem patru curbe două pentru mers în gol (curbele 2, 4, fig. 1 și fig. 2) și două pentru încercare nominală(curbele *1* și *3*, fig. 1 și fig. 2).

Tabela 2

Nr.	Parametrii calculați	$Tr - 3$	$Tr - 2$
1	$C_1 = \sqrt{\frac{E_0\,g}{q_0}}$	880 m/s	920 m/s
2	$C_2 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_0 - 0{,}5\,q}}$	600 m/s	720 m/s
3	C	713 m/s	810 m/s
4	ω	5,03 s^{-1}	5,03 s^{-1}
5	τ	0,078 s	0,099 s
6	$R_p = \frac{Dn}{2}$	161,5 mm	96,8 mm
7	t_{01}	0,34 s	0,172 s
8	t_{02}	0,386 s	0,221 s
9	12	212 dN	199 dN
10	14	482 dN	508 dN
11	22	0	0
12	24	372 dN	392 dN
13	K	0,552	0,510
14	A_1	301 dN	314 dN
15	A_2	415 dN	400 dN
16	$A_1 + A_2$	716 dN	714 dN

După cum se vede din figurile 1 și 2, amplitudinea efortului dinamic din lanț este în funcție pentru fiecare tip constructiv de lungimea transportorului L_0 și de încărcarea acestuia q.

Analizînd relațiile cu care se calculează eforturile statice S_4 se poate arăta că și acestea sînt în funcție de L_0 și q. Relația de calcul a forțelor pe ramura goală W_g se scrie sub forma :

$$W_q = q_0\,(w_2 \cos\beta + \sin\,\beta)\,L_o, \tag{9}$$

iar pentru ramura plină avem efortul static W_p ;

$$W_p = [(q w_1 + q_0 w_2) \cos\beta - (q - q_0) \sin\beta]\,L_0, \tag{10}$$

unde $W_2 = 0{,}3$ și $W_1 = 0{,}5$ sînt coeficienții de rezistență la deplasarea lanțului, respectiv la deplasarea materialului, iar β reprezintă înclinarea față de orizontală a transportorului în sensul direcției de transport.

Astfel, dacă se neglijează forța de întindere a lanțului și rezistențele la capul de întoarcere, se poate scrie :

$$S_4 \cong W_g + W_p \tag{11}$$

pentru un singur cap de acționare și :

$$S_4 \cong W_p \tag{12}$$

pentru două capete de acționare (formulele valabile numai pentru transportoare la care în-

Tabela 3

E	$Tr - 3$				$Tr - 2$			
	în sarcină		în gol		în sarcină		în gol	
	L_0 m	$S_{d\max}$ dN	L_0 m	$S_{d\max}$ dN	L_0 m	$S_{d\max}$ dN	L_0 m	$S_{d\max}$ dN
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	12,9	301 716	17,2	244 580	20	314 714	22,8	276 630
2	27,8	602 1432	34,4	488 1160	40	628 1418	45,7	552 1260
1	41,6	301 716	51,5	244 580	60	314 714	68,6	276 630
0	57,2	0 0	68,7	0 0	80	0 0	91,9	0 0
1	69,4	301 716	86,0	244 580	100	314 714	114	276 630
2	83,4	602 1432	103,0	488 1160	120	428 1428	137	552 1260
1	97,5	301 716	120,5	244 580	140	314 714	159,5	276 630
0	111,2	0 0	137,5	0 0	160	0 0	183	0 0
1	125,0	301 716	154,5	244 586	180	314 714	205,0	276 630
2	138,8	602 1432	172,0	488 1160	200	628 1428	228,5	552 1260
1	152,8	301 716	189,0	244 580	220	314 714	251	276 630
0	166,9	0 0	206	0 0	240	0 0		
1	181,0	301 716	223	244 580	260	314 714		
2	194,5	602 1432	241	488 1160				
1	208,0	301 716	258	244 580				
0	222,5	0 0						
1	236,0	301 716						
2	250	602 1432						

clinarea jgheaburilor nu se schimbă de-a lungul lui L_0).

Adică :

$$S_4 \cong [(qW_1 + 2q_0W_1)\cos\beta - q\sin\beta]\,L_0 \quad (13)$$

pentru un singur cap de acționare și :

$$S_4 \cong [(qW_1 + q_0W_2)\cos\beta - (q - q_0)\sin_0\beta]\,L_0 \quad (14)$$

pentru două capete de acționare.

Pentru tipurile constructive $T_r - 3$ și $T_r - 2$, în cazul cînd acestea lucrează în plan orizontal $\beta = 0$, avem relațiile din tabela 4.

Efortul total din punctul cel mai solicitat al lanțului (punctul S_4) va rezulta prin însumarea celor două eforturi :

$$S_{\max} = S_4 + S_{d\max} \quad (15)$$

și reprezintă o solicitare ciclică cu caracter pulsator (fig. 3).

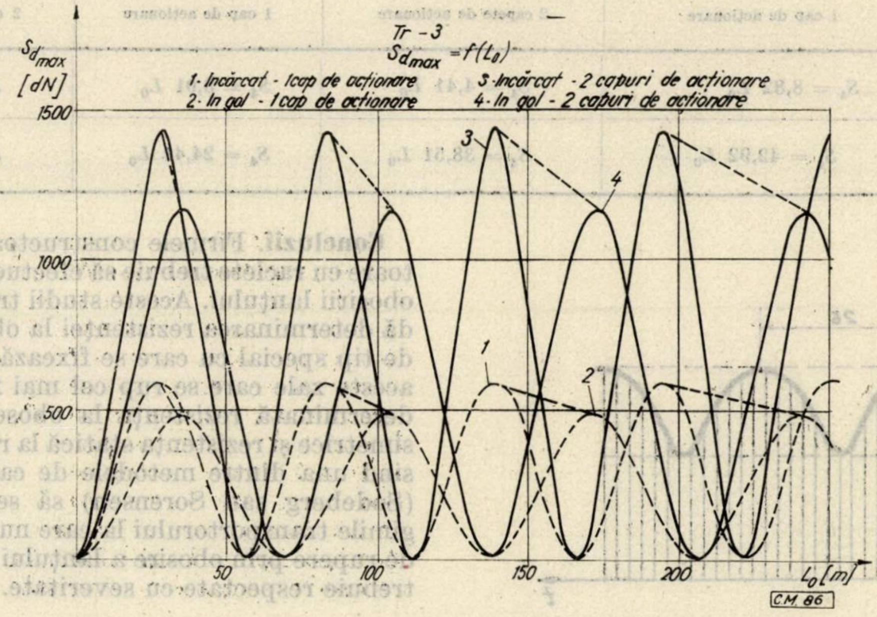


Fig. 1

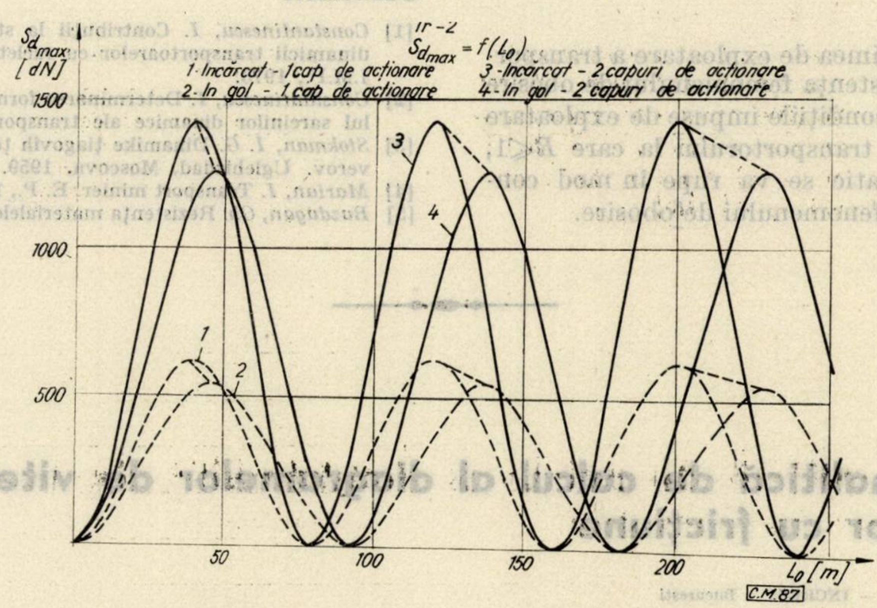


Fig. 2

După cum rezultă din aceste relații, efortul static maxim S_4 este o funcție liniară de lungimea transportorului, coeficienții unghiulari ai acestor drepte fiind determinați de încărcarea și de înclinarea transportorului.

Aceste solicitări ciclice sînt caracterizate de la un coeficient de asimetrie :

$$R = \frac{S_4}{S_4 + S_{\max}} \quad (16)$$

care ia valori între zero şi unu, $R = 1$ pentru cazul de solicitare statică şi $R=0$ în cazul cînd avem o solicitare pur dinamică. Valoarea acestui coeficient arată în ce măsură trebuie să se ţină seamă de fenomenul de oboseală a lanţului. În cazul transportoarelor cu raclete. R variază în funcţie de lungimea de exploatare a transportorului indică existenţa femomenului de obosire a lanţului. Dacă condiţiile impuse de exploatare cer o lungime a transportorului la care $R \leqslant 1$, lanţul calculat static se va rupe în mod consecvent datorită fenomenului de obosire.

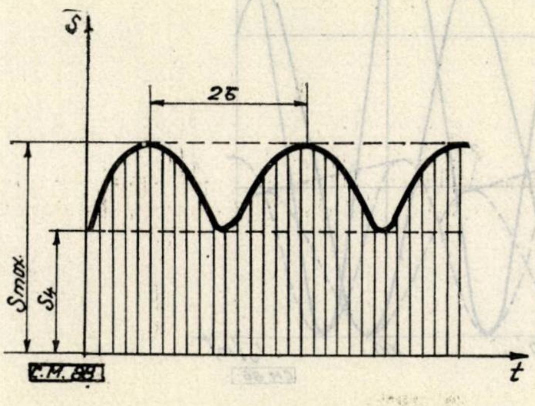


Fig. 3

În final, ca exemplu, dăm două valori ale lui R care arată clar necesitatea calculului de oboseală a lanţului $R = 0,79$ pentru $L = 140$ m la T_r — 3 cu două capete de acţionare şi $R = 0,6$ pentru $L = 60$ m la T_r — 2 cu un singur cap de acţionare.

Tabela 4

	$T_r - 3$		$T_r - 2$	
	1 cap de acţionare	2 capete de acţionare	1 cap de acţionare	2 capete de acţionare
În gol	$S_4 = 8,82\ L_0$	$S_4 = 4,41\ L_0$	$S_4 = 8,01\ L_0$	$S_4 = 4.0\ L_0$
Încărcat	$S_4 = 42,92\ L_0$	$S_4 = 38,51\ L_0$	$S_4 = 24,41\ L_0$	$S_4 = 20,4\ L_0$

Concluzii. Firmele constructoare de transportoare cu raclete trebuie să efectueze studii asupra obosirii lanţului. Aceste studii trebuie să cuprindă determinarea rezistenţei la oboseală a zalelor de tip special cu care se fixează racleta. Pentru aceste zale care se rup cel mai frecvent trebuie determinată rezistenţa la oboseală prin cicluri simetrice şi rezistenţa statică la rupere, apoi folosind una dintre metodele de calcul la oboseală (Sodeberg sau Sorensen) să se precizeze lungimile transportorului la care nu există pericolul de rupere prin obosire a lanţului ; aceste lungimi trebuie respectate cu severitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Constantinescu, I.* Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii transportoarelor cu raclete. Teză de doctorat I.M.P., 1970.
[2] *Constantinescu, I.* Determinarea formulelor pentru calculul sarcinilor dinamice ale transportoarelor cu raclete.
[3] *Stokman, I. G.* Dinamike ţiagovîh ţepei rudnicinii kon - verov. Uglehizdad, Moscova, 1959.
[4] *Marian, I.* Transport minier. E. P., 1964.
[5] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor. E. P., 1964.

* * *

CZ 621.979.15.014.5.001.24

Metodă analitică de calcul al diagramelor de viteze ale preselor cu fricţiune

Ing. Cornel FLOREA — INCREST – Bucureşti

Diagrama de viteze a preselor cu fricţiune reprezintă grafic variaţia vitezei de translaţie a patinei (berbecului) presei în funcţie de spaţiul parcurs de aceeaşi patină. O astfel de diagramă reprezintă într-o formă concisă totalitatea fenomenelor fizice care apar în funcţionare, a căror interpretare duce la concluzii utile pentru proiectare şi exploatare.

Principalele tipuri de prese cu fricţiune sînt [2] :

— prese cu trei discuri ;
— prese cu două discuri ;

— prese cu un disc ;
— prese fără discuri ;
— prese speciale.

Fiecăruia dintre aceste tipuri de prese îi corespunde un anumit tip de diagramă de viteze, compusă dintr-un număr de segmente corespunzătoare curselor pantinei (fig. 1) ;

— cursa de accelerare la coborîre (H_{ac}) ;
— cursa de coborîre liberă (H_c) ;

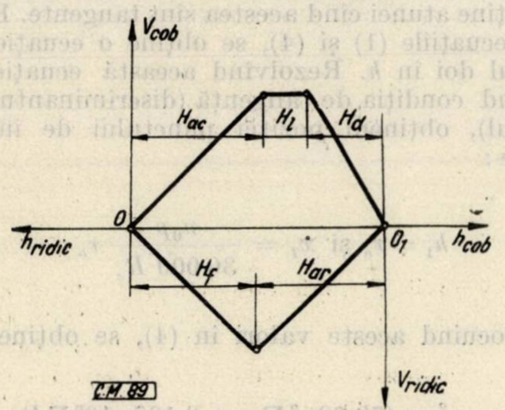


Fig. 1

— cursa de lucru (deformare) (H_d) ;
— cursa de accelerare la ridicare (H_{ar}) ;
— cursa de frînare (H_f).

Aceste segmente au în general aceeași ecuație pentru mai multe tipuri de prese. Studiul va fi făcut, deci, pentru fiecare tip de segment de cursă în parte. Calculul este prezentat pentru tipurile uzuale de prese, excluzînd pe cele speciale. Cazurile speciale se pot rezolva principial la fel.

S-a notat :

d_2 — diametrul mediu al filetului șurubului ;
E $= \Sigma m \frac{v^2}{2} + \Sigma_J \frac{\omega^2}{2}$ — energia cinetică necesară pentru antrenarea maselor sistemului mobil al presei, [J] ;
F — forța de deformare, [N] ;
G — greutatea organelor mobile ale presei, [N] ;
h — cursa patinei (berbecului) la un moment dat, [mm] ;
k_d — coeficient în funcție de operația de deformare ;
L_f — lucru mecanic al forțelor de frecare, [J] ;
M — moment, [Nmm] ;
M_F — moment rezistent total ;
n_0 — turația discului [rot/min] ;
p — pasul elicei șurubului [mm] ;
r_o — distanța între volant și centrul discului la începutul cursei de accelerare, [mm] ;
R_v — raza volantului, [mm] ;
t — timp, [s] ;
T — forța de împingere a discului (rolei) pe volant, [N] ;
v — viteza patinei, [m/s] ;
α — unghi de înclinare a spirei filetului ;
$\eta_p = \frac{L_{dT}}{L_T}$ — randament de presare ;
μ — coeficient de frecare disc volant ;
μ_1 — coeficientul de frecare între spire ;
$\varphi = \frac{2\pi h}{p}$ — unghi parcurs de volant la un moment dat, [radiani] ;
$\omega = 2\,000\,\pi \frac{v}{p}$ — viteza unghiulară a maselor în mișcare de rotație, [s^{-1}] ;

Indici :

ac — indice de accelerare la coborîre ;
ar — indice de accelerare la ridicare ;
d — indice de deformare ;
F — indice de rezistență ;
T — indice total.

1. Cursa de accelerare la coborîre

Accelerarea sistemului mobil al preselor se face în principiu în două moduri :

— cu disc,
— fără disc.

Pentru fiecare dintre aceste două moduri de antrenare corespunde un anume tip de diagramă de viteze, care caracterizează presele cu unul, două și trei discuri și, respectiv, fără discuri.

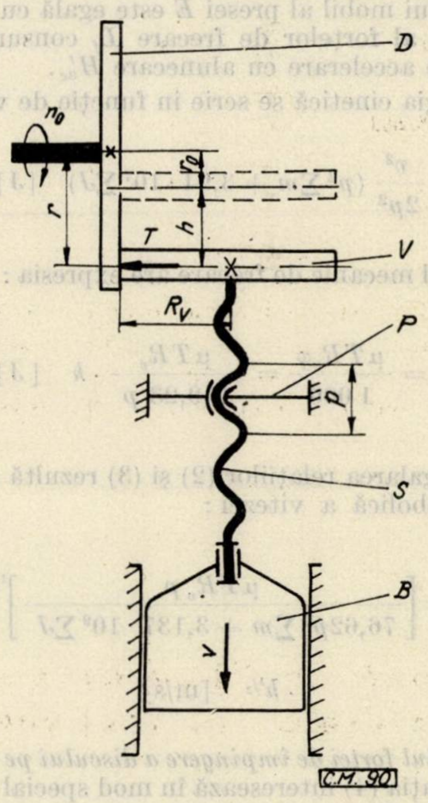


Fig. 2

Cazul preselor cu discuri

Antrenarea volantului V (fig. 2) este realizată, la acest mod de acționare, de discul D care primeşte o mişcare de rotaţie, cu turaţia constantă n_0, de la un motor electric. Discul D transmite prin fricţiune această rotaţie volantului V şi şurubului S solidar cu volantul. Mecanismul şurub-piuliţă ($S-P$) transformă mişcarea de rotaţie într-o translaţie a volantului, şurubului şi a patinei B, astfel că volantul va avea concomitent o mişcare de rotaţie şi una de translaţie. Transmisia prin fricţiune dintre disc şi volant se dovedeşte astfel un variator mecanic „autoreglabil".

Calculul vitezei. Ţinînd seamă de caracteristicile acestui variator, viteza patinei funcţie de cursă se scrie sub forma :

$$v = \frac{n_0 p}{60.000\, R_v}(h + r_o) \qquad (1)$$

Datorită faptului că volantul nu porneşte din centrul discului, ci de la raza r_o la care discul are deja o viteză periferică, între disc şi volant va apare o alunecare, pînă cînd cele două viteze vor deveni egale, după cum se vede şi din diagramă (porţiunile H'_{ac} din figurile 2,3 şi 4 din tabela 1). Ecuaţia acestei curbe se determină considerînd că energia cinetică necesară pentru antrenarea sistemului mobil al presei E este egală cu lucrul mecanic al forţelor de frecare L_f consumat în cursa de accelerare cu alunecare H'_{ac}.

Energia cinetică se scrie în funcţie de viteză :

$$E = \frac{v^2}{2p^2}(p^2 \sum m + 3{,}94 \cdot 10^7 \sum J) \quad [\mathrm{J}] \qquad (2)$$

Lucrul mecanic de frecare are expresia :

$$L_f = \frac{\mu T R_o \varphi}{1\,000} = \frac{\mu T R_v}{159{,}23\, p} \cdot h \quad [\mathrm{J}] \qquad (3)$$

Din egalarea relaţiilor (2) şi (3) rezultă expresia parabolică a vitezei :

$$v = \left[\frac{\mu T R_v\, p}{76{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J}\right]^{1/2} \cdot h^{1/2} \quad [\mathrm{m/s}] \qquad (4)$$

Calculul forţei de împingere a discului pe volant. Din ecuaţia (4) interesează în mod special valoarea forţei T, care determină puterea motorului de acţionare şi dimensiunile pieselor solicitate. Forţa T trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura intersectarea celor două curbe ale vitezei, determinate de ecuaţiile (1) şi (4). În caz contrar, pe întreaga cursă de accelerare va exista alunecare, ceea ce conduce la uzura rapidă a pieselor în contact ca şi la înmagazinarea unei energii cinetice mai mici în sistemul mobil al presei, deoarece se va atinge în urma accelerării o viteză a patinei mai mică decît cea prescrisă. O valoare prea mare a forţei T conduce de asemenea la uzura pieselor în contact şi la un consum de putere mai mare decît este necesar.

Valoarea minimă a forţei T pentru care este îndeplinită condiţia de contact a celor două curbe se obţine atunci cînd acestea sînt tangente. Egalînd ecuaţiile (1) şi (4), se obţine o ecuaţie de gradul doi în h. Rezolvînd această ecuaţie şi punînd condiţia de tangenţă (discriminantul să fie nul), obţinem poziţia punctului de intersecţie :

$$h_1 = r_o \text{ şi } v_I = \frac{n_0 p}{30\,000\, R_v} r_o \qquad (4')$$

Inlocuind aceste valori în (4), se obţine :

$$T_{\min} = \frac{n_0^2 p r_0 (79{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J)}{9 \cdot 10^8 \mu R_v^3} \quad [\mathrm{N}] \qquad (5)$$

Pentru siguranţă, această forţă se majorează cu 5 — 20% funcţie de sistemul folosit pentru aplicarea sa.

Calculul timpului de efectuare a cursei de accelerare. Timpul de efectuare a cursei de accelerare — ca şi a celorlalte curse — este necesar pentru determinarea productivităţii presei. Calculul timpului se face adunînd timpii necesari pentru efectuarea celor două porţiuni diferite de cursă, cu şi fără alunecare.

Pornind de la relaţia cunoscută :

$$\mathrm{d}t = \frac{1}{1000} \frac{\mathrm{d}h}{v}$$

şi integrînd pe porţiuni, se obţine:

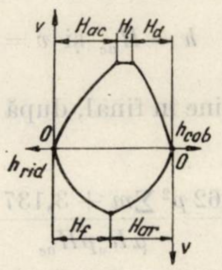
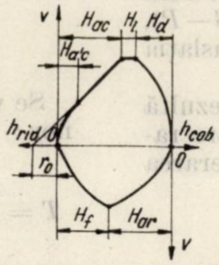
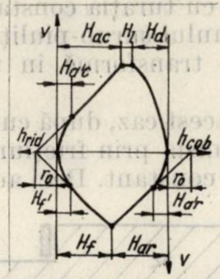
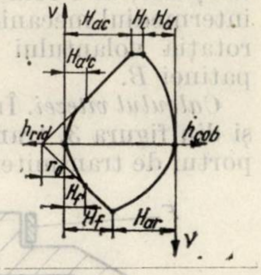
$$t_{ac} = \frac{1}{1000}\left[\frac{4H'_{ac}(79{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J)}{\mu T R_v p}\right]^{1/2} + 138 \frac{R_v}{n_0 p} \log \frac{H_{ac} + r_o}{H'_{ac} + r_o} \qquad (6)$$

Considerînd cazul limită cînd forţa T are valoarea dată de relaţia (5) şi $H'_{ac} = r_e$ relaţia (6) devine :

$$t_{ac} = \frac{R_v}{n_0 p}\left(60 + 138 \log \frac{H_{ac} + r_o}{2r_o}\right) \quad [\mathrm{s}] \qquad (6')$$

Tabela 1

Diagrame de viteză ale preselor cu fricţiune

Tipul presei			Presă fără discuri	Presă cu un disc	Presă cu două discuri	Presă cu trei discuri
Alura diagramei de viteze			 v H_{ac} H_l H_d 0 h_{cob} h_{rid} 0 H_f H_{ar} v	 v H_{ac} H_l H_d $H_{a'c}$ h_{rid} 0 h_{cob} r_0 0 H_f H_{ar} v	 v H_{ac} H_l H_d $H_{a'c}$ h_{rid} h_{cob} r_0 r_0 H_f' H_{ar} H_f H_{ar} v	 V H_{ac} H_l H_d $H_{a'c}$ h_{rid} h_{cob} r_0 H_f H_f H_{ar} V
Viteza [m/s]	Cursa de coborîre	Cursa de acc. cu alunecare	$v = \left[\frac{\mu T R_v p}{79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot 10^9\,\Sigma J} \times h\right]^{1/2}$			
		Cursa de acc. Fără alunecare	—	$v = \frac{n_0\cdot p}{60.000 R_v}(h + r_0)$		
		Cursa liberă	$v = v_0$			
		Cursa de deformare	$v = v_0\left[1 - \frac{2k_d - 1}{k_a}\cdot\frac{h - (H_{ac} + H_e)}{H_d} - \frac{1 - k_d}{k_d}\left(\frac{h\,(H_{ac} - H_l)}{H_d}\right)^2\right]^{1/2}$ sau relaţia (13')			
	Cursa de ridicare	Cursa de acc. cu alunecare	$v = \left(\frac{\mu T' R_v p}{79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot 10^9\,\Sigma J}\cdot h\right)^{1/2}$		$v = \left(\frac{\mu T' R_v p}{79{,}62p^2\,\Sigma M + 3{,}137\cdot 10^9\,\Sigma J}\cdot h\right)^{1/2}$	
		Cursa de acc. Fără alunecare	—		—	$v = \frac{n_0 p}{60.000\ R_v}(h + r_0)$
		Cursa de frînare cu disc	—		$v = \frac{n_0 p}{60.000\ R_v}(H + r_0 - h)$	
		Cursa de frînare cu frînă	$v = \left[\frac{M_F p}{79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137.10^9\,\Sigma J}(H_r - h)\right]^{1/2}$		$v = \left[\frac{M_F p}{79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot 10^9\,\Sigma J}(H_n - h)\right]^{1/2}$	
Tipul [s]	Cursa de coborîre	Cursa de accelerare	$t_{ac} = \frac{1}{500}\left[\frac{H_{ac}}{\mu T R_v p}\right]^{1/2}\cdot$ $\cdot\,(79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot$ $\cdot\,10^9\Sigma J)^{1/2}$	$t_{ac} = \frac{1}{1\,000}\left[\frac{4H_{a'c}\,(79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\times 10^9\Sigma J}{\mu T R_v}\right]^{1/2} + 138\,\frac{R_v}{n_0' p}\lg\frac{H_{ac} + r_0}{H_{a'c} + r_0}$ sau : $t_{ac} = \frac{R_v}{n_0 p}\left(60 + 138\lg\frac{H_{ac} + r_0}{2r_0}\right)$		
		Cursa liberă	$t_1 = \frac{1}{1000} = \frac{H_l}{v_0}$			
		Cursa de deformare	$t_d = \frac{1}{500}\cdot\frac{H_d}{v_0}\sqrt{\frac{k_d}{1 - k_d}}\left[\frac{\pi}{2} - \mathrm{arc\,tg}\sqrt{\frac{k_d}{1 - k_d}}\right]$ sau relaţia (14)			
	Cursa de ridicare		$t_r = \frac{1}{500}\cdot\left[\frac{H_r\,(79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot 10^9\,\Sigma J)}{p\,(\mu T' R_v + M_F)}\right]^{1/2}\cdot$ $\cdot\left[\left(\frac{M_F}{\mu T' R_v}\right)^{1/2} + \left(\frac{\mu T' R_v}{M_F}\right)^{1/2}\right]$		$t_r =$ $= \frac{1}{500}\left[\frac{79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\cdot 10^9\Sigma J}{p}\right]^{1/2}\cdot$ $\cdot\left(\frac{H_{F'}}{M_F} + \frac{H_{ar}}{\mu T' R_v}\right)^{1/2} + \frac{138R_v}{n_0 p}\lg\frac{H_F + r_0}{H_{p' + r_0}}$	Aceeaşi relaţie ca la presele cu două discuri la care se adaugă : $138\,\frac{R_v}{n_0 p}\lg\frac{H_{ar} + r_0}{H_{a'r} + r_0}$
Forţe şi momente	Forţa de împingere disc-volant [N]	La coborîre T	$T \geqslant \frac{159{,}23 L_T p}{\mu R_v H_{ac}}$	$T \geqslant \frac{n_0^2 p r_0 [79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137\times 10^9\,\Sigma J]}{9\times 10^8 \mu R_v^3}$		
		La ridicare T'	$T' > \left[\frac{G[p + M_1\,(p^2 + \pi^2 d_2^2)]}{2\pi\mu R v}\right]^{1/2}$ (relaţie de verificare).			
	Moment de frînare al frînei M_F		relaţia (16) (condiţia de menţinere a presei în poziţia superioară)		$M_F > \frac{r_0 n_0^2 p [79{,}62p^2\,\Sigma m + 3{,}137.10^9\,\Sigma J]}{9\cdot 10^9 R_v^2} - M_r$	

1.2. *Cazul preselor fără discuri* (fig. 3)

De data aceasta volantul V este acţionat, prin fricţiune, de o rolă R cu turaţia constantă. Prin intermediul mecanismului şurub-piuliţă ($S-P$), rotaţia volantului se transformă în translaţia patinei B.

Calculul vitezei. În acest caz, după cum rezultă şi din figura 3, transmisia prin fricţiune are raportul de transmitere constant. Deci accelerarea se va face numai cu alunecare. Expresia vitezei va fi dată, evident, de o relaţie identică cu relaţia (4). Alura diagramei de viteze este prezentată în figura 1 din tabela 1 (porţiunea H_{ac}).

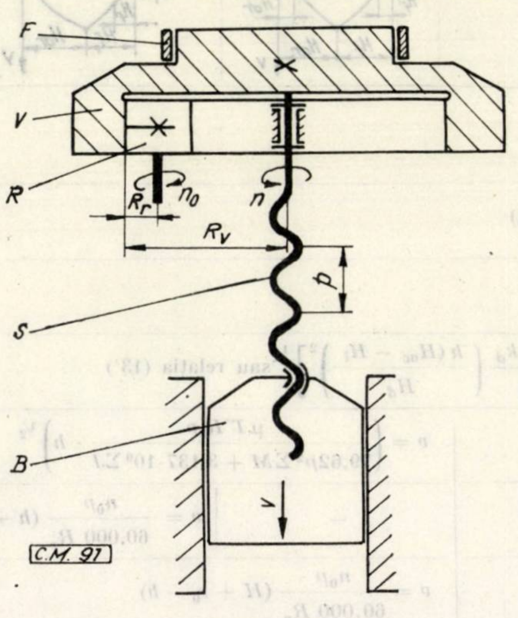


Fig. 3

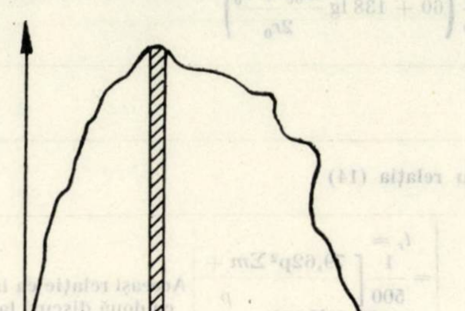


Fig. 4

1.2.2. *Calculul forţei de împingere a rolei pe volant.*

În acest caz, forţa de împingere a rolei pe volant se face pornind de la condiţia ca la sfîrşitul cursei de accelerare, patina să atingă viteza v_0 determinată din condiţii tehnologice. Lungimea cursei de accelerare se consideră cunoscută şi egală, în general cu 2/3 din cursa totală a presei [1]. În relaţia (4) se va înlocui deci :

$$h = H_{ac} \text{ şi } v = v_0. \qquad (4'')$$

Se va obţine în final, după efectuarea operaţiilor :

$$T = \frac{v_0 (79{,}62\, p^2 \Sigma m + 3{,}137 \cdot 10^9 \Sigma J)}{\mu R_v p H_{ac}} \quad [\mathrm{N}] \qquad (7)$$

Energia cinetică totală E, care trebuie înmagazinată în sistemul mobil al presei în cursa de accelerare, este dată de relaţia (2) şi, deoarece energia este egală cu lucrul mecanic total necesar a fi consumat de presă în cursa de lucru L_T, vom putea scrie forţa :

$$T = \frac{159{,}23\, L_T\, p}{\mu R_v H_{ac}} \quad [\mathrm{N}]. \qquad (8)$$

Calculul timpului de parcurgere a cursei de accelerare. Pentru calculul timpului se face un raţionament analog ca în cazul preselor cu discuri Rezultă relaţia corespunzătoare din tabela 1.

2. *Cursa de coborîre liberă*

Cursa de coborîre liberă, în general foarte redusă ca mărime, începe din momentul în care discul sau rola se decuplează de volant, cînd echipajul mobil al presei se deplasează în continuare sub acţiunea inerţiei, pînă cînd scula montată pe patină atinge suprafaţa semifabricatului — moment în care începe cursa de lucru. Cursa liberă, principial identică pentru toate tipurile de prese cu fricţiune, este considerată ca executîndu-se fără schimb de energie. Viteza şi timpul sînt date de relaţiile din tabela 1.

3. *Cursa de lucru*

Calculul vitezei. În timpul deformării, energia înmagazinată în sistemul mobil al presei se transformă în lucru mecanic, consumat în special pentru deformarea piesei. Viteza va fi determinată în fiecare moment de energia rămasă în sistem, adică de diferenţa dintre lucrul mecanic total şi lucrul mecanic consumat. Lucrul mecanic consumat pînă la un moment dat este compus din lucrul mecanic de deformare a piesei L_d (proporţional cu forţa de deformare), lucrul mecanic de frecare între şurub şi piuliţă L_{pf} (de asemenea proporţional cu forţa de deformare [2]) şi lucrul mecanic de deformare elastică a batiului (proporţional cu pătratul forţei de deformare [1]). La un batiu rigid, dimensionat astfel ca să se evite aşa-numita „lovitură seacă" [1], lucrul mecanic pentru deformarea batiului este aproape neglijabil [1]. (Este evident că lucrul mecanic de deformare elastică efectuat de o forță dată este cu atît mai mic cu cît piesa respectivă este mai rigidă).

Ținînd seamă de cele de mai sus, lucrul mecanic consumat L_c, devine

$$L_c = \frac{1}{\eta_p} L_d = \frac{1}{1000\,\eta_p} \int_0^{h_d} F \cdot dh. \qquad (9)$$

Scriind energia rămasă ca diferență dintre energia totală și lucrul mecanic consumat, folosind relația (2) și ținînd seamă că :

$$\eta_p L_T = \eta_p E_T = L_{dT},$$

se obține viteza :

$$v = v_0 \left(1 - \frac{1}{1000 L_{dT}} \int_0^{h-(H_{ac}+H_c)} F dh\right)^{1/2}. \qquad (10)$$

Lucrul mecanic total de deformare se determină cu expresia [3] :

$$L_{dT} = \frac{k_d F_{\max} H_d}{1\,000} \qquad (11)$$

Pentru coeficientul k_d se pot alege valorile : tăiere $k_d = 0{,}63$; presare $k_d = 0{,}50$; forjare $k_d = 0{,}63$ [3].

Determinarea practică a vitezei cu relația (10) este dificilă datorită formei greoaie a expresiei $F = f(h)$, în cazul în care această expresie este cunoscută sub formă analitică. De obicei, forța $F = f(h)$ se exprimă printr-o funcție empirică care deseori nu este integrabilă. Determinarea timpului necesită o a doua integrare care, în majoritatea cazurilor, nu este posibilă. Fiind cunoscută alura generală a curbei variației forței de deformare în funcție de cursă, aceasta se poate aproxima cu unul sau mai multe segmente de dreaptă, folosind deci pentru integrare metoda trapezelor [4].

În cazul în care forța se aproximează cu o singură dreaptă (fig. 5), se determină ecuația acesteia din condiția ca lucrul mecanic de deformare total și forța maximă de presare să fie identice atît în cazul real cît și în cazul variației liniare a forței. Rezultă :

$$F = F_{\max}(2k_d - 1) + 2F_{\max}(1 - k_d)\frac{h - (H_{ac} + H_c)}{H_c} \qquad (12)$$

Viteza și timpul, determinate cu ajutorul acestei expresii a forței de deformare, sînt prezentate în tabela 1.

Aproximînd forța de deformare cu mai multe segmente de dreaptă, se obțin, pentru o porțiune oarecare i (fig. 6), relațiile :

$$v_i = v_{0i-1}\left[1 - \frac{2k_{di} - 1}{k_{di}} \cdot \frac{h - H_i}{H_{i+1} - H_i} - \frac{1 - k_{di}}{k_{di}} \cdot \frac{(h - H_i)^2}{(H_{i+1} - H_i)^2}\right]^{1/2} \qquad (13)$$

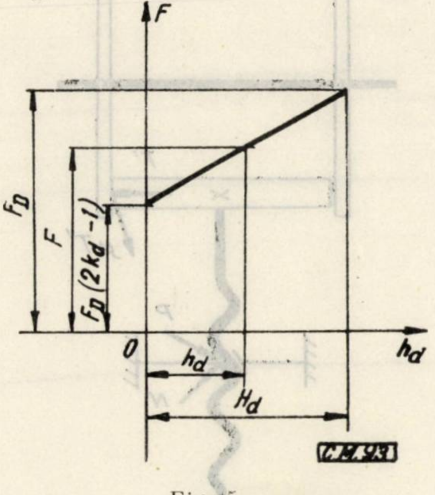


Fig. 5

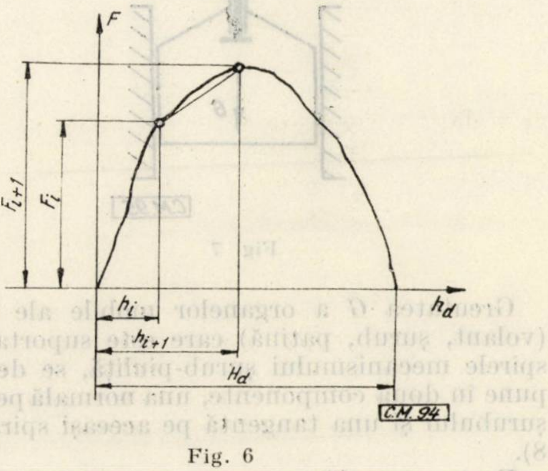


Fig. 6

$$t_{di} = \frac{(H_{i+1} - H)\,k_{di}^{1/2}}{500\,v_{0i-1}(1 - k_{di})^{1/2}}\left[\frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,tang}\frac{k_{di}^{1/2}}{(1 - k_{di})^{1/2}}\right] \qquad (14)$$

unde : v_{0i} este viteza la care se termină porțiunea precedentă ;

$$k_{di} = \frac{F_i + F_{i+1}}{2F_{i+1}},$$

H_i — distanța parcursă de patină de la începutul cursei de accelerare pînă în momentul începerii porțiunii i.

4. *Cursa de ridicare*

Cursa de ridicare serveşte doar la revenirea patinei în poziţia iniţială. Este o cursă neproductivă, care este preferabil să se efectueze cît mai repede. Deoarece viteza patinei depinde de forţa de împingere a discului pe volant, vom determina întîi valoarea minimă necesară a acestei forţe, folosind figura 7.

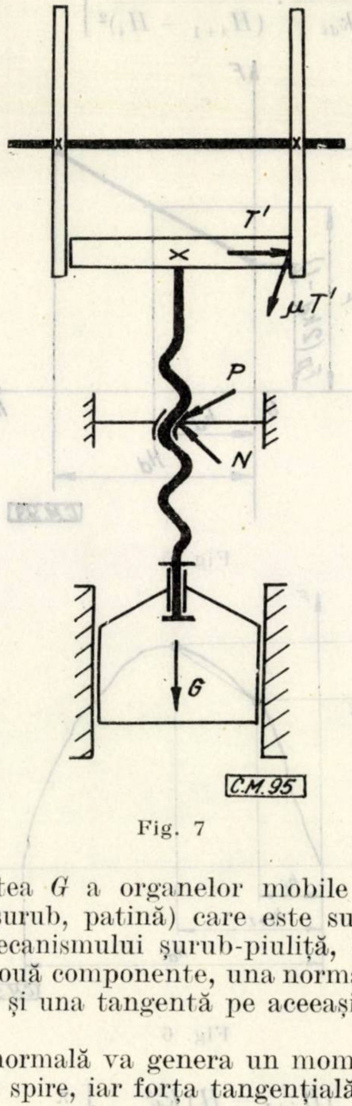


Fig. 7

Greutatea G a organelor mobile ale presei (volant, şurub, patină) care este suportată de spirele mecanismului şurub-piuliţă, se descompune în două componente, una normală pe spira şurubului şi una tangentă pe aceeaşi spiră (fig. 8).

Forţa normală va genera un moment de frecare între spire, iar forţa tangenţială va genera un moment rezistent. Rezultă că momentul motor va trebui să învingă suma acestor două momente rezistente :

$$M_m = \mu T' R_v = \frac{G_p}{2\pi} + \frac{\mu_1 G}{2\pi}(p^2 + \pi^2 d_2^2)^{1/2}$$

De aici rezultă forţa T' :

$$T'_{\min} = \frac{G[p + \mu_1 (p^2 + \pi^2 d_2^2)^{1/2}}{2\pi\mu R_v}. \quad (15)$$

Momentele generate de greutate apar şi în cursa de coborîre, momentul forţei tangenţiale ajutînd mişcarea, iar cel al forţei normale opunîndu-se mişcării. Influenţa diferenţei lor este neglijabilă şi n-a fost luată în considerare.

Pentru cazul în care discurile sau rola sînt apăsate pe volant, de exemplu de un motor hidraulic, dimensionat pentru forţa de apăsare disc (rolă) — volant necesară în cursa de accelerare la coborîre, relaţia (15) nu va servi decît pentru verificare.

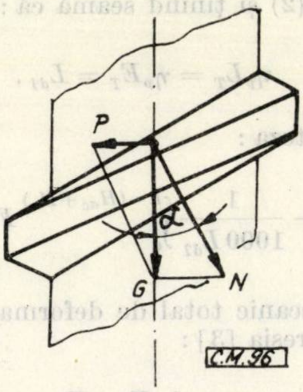


Fig. 8

Cursa de ridicare cuprinde două segmente de aluri diferite — cursa de accelerare la ridicare şi cursa de frînare. Pentru frînare se utilizează o frînă, caracterizată prin momentul de frînare M_f. Frîna trebuie să asigure şi staţionarea echipajului mobil al presei în poziţia lui iniţială, adică :

$$M_f > \frac{G\,[p - \mu_1 (p^2 + \pi^2 d_2^2)^{1/2}}{2\pi}.$$

La momentul de frînare se adaugă momentul rezistent datorit greutăţii, astfel că în cursa de frînare va acţiona momentul rezistent :

$$M_F = M_f + \frac{G\,[p + \mu_1 (p^2 + \pi^2 d_2^2)^{1/2}\,]}{2\pi}, \quad [\text{Nmm}] \quad (16)$$

Lucrul mecanic de frecare, datorit acestui moment şi care este efectuat atunci cînd frîna este pusă în funcţiune, este :

$$L_f = \frac{M_F \varphi}{1\,000}. \quad [\text{J}] \quad (17)$$

În continuare se vor arăta pe scurt particularităţile calculului pentru diferitele tipuri de prese, în cursa de ridicare.

Prese cu un disc sau fără discuri.

Accelerarea volantului şi a patinei se face tot cu ajutorul unei role ca şi în cursa de coborîre la presele fără discuri. În figura 9 s-a prezentat cazul preselor cu un disc. Rola R, acționată de discul D, transmite mișcarea la volantul V_2 prin fricțiune. Prin intermediul tiranților T, mișcarea ajunge la volantul V_1 și de aici la mecanismul șurub-piuliță și la patina B. Întreaga cursă de accelerare se face cu alunecare în același mod în care se face accelerarea la coborîre la presele fără discuri. Expresia vitezei se determină în mod analog și este inserată în tabela 1.

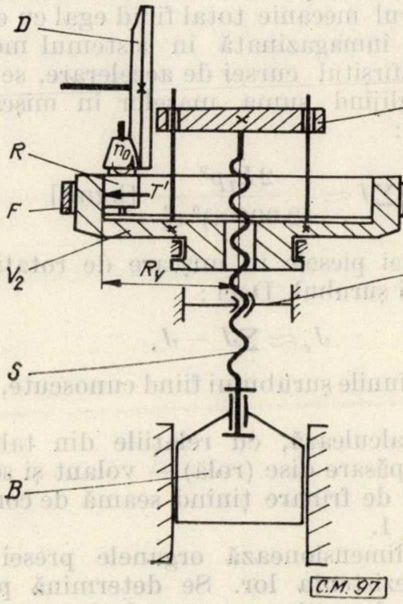


Fig. 9

În cursa de frînare, în care acționează frîna F (fig. 3 și 9), viteza se determină egalînd energia cinetică — relația (2) — cu lucrul mecanic de frecare — relația (17). Expresia vitezei a fost de asemenea trecută în tabela 1.

Este necesar să fie determinată poziția punctului I, de intersecție a curbelor, pentru a putea amplasa opritorul care decuplează rola și comandă frînarea.

Se obține, după efectuarea calculelor, abscisa punctului I:

$$h_I = H_{ar} = \frac{M_F}{\mu T' R_v + M_F} H_T, \quad [\text{mm}] \qquad (18)$$

Timpul necesar pentru revenire se compune, evident, din timpul de parcurgere a celor două curse. După efectuarea calculelor se obține relația timpului (tabela 1).

Prese cu două discuri.

Acționarea la revenire a acestor prese se face prin cuplarea la volantul V a discului D_2 (fig.10).

Datorită faptului că volantul aflat în repaus ia contact cu discul pe diametrul maxim al acestuia (la raza R_0), apare la început o alunecare puternică între disc și volant pînă cînd volantul este accelerat suficient pentru ca viteza să periferică să coincidă ca viteza periferică a discului. Din acel moment începe cursa de frînare în care, la început viteza variază liniar în funcție de cursă. Ultima parte a cursei de frînare se execută frînat. Viteza variază identic ca în cazul preselor cu un disc sau fără discuri. Relațiile

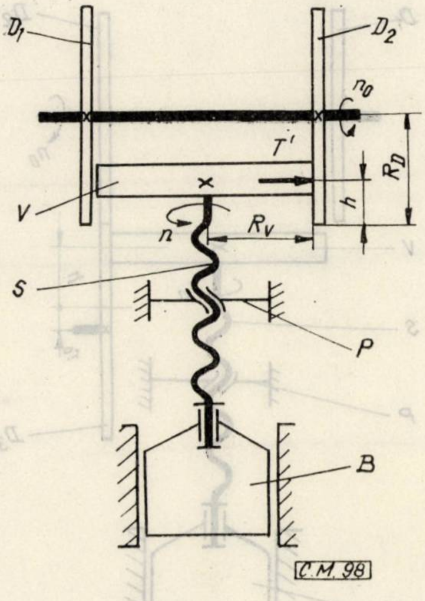


Fig. 10

vitezelor sînt date în tabela 1. Pozițiile punctelor de intersecție, necesare pentru determinarea productivității și a comenzii decuplării, rezultă din expresiile:

$$H_{ar} = H_T + r_0 + C_1 - [C_1^2 + 2C_1(H_F + r_0)^{1/2}] \ [\text{mm}] \qquad (19)$$

$$H'_F = C_2 - r_o - (C_2^2 - 2\, C_2\, r_o)^{1/2} \ [\text{mm}] \qquad (20)$$

unde:

$$C_1 = \frac{1{,}8 \cdot 10^9 \mu T' R_v^3}{n_0^2 p\,(79{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J)},$$

$$C_2 = \frac{1{,}8 \cdot 10^9\, M_F R_v^2}{n_0^2 p\,(79{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J)}.$$

Pentru ca să se justifice construcția unei prese cu două discuri trebuie ca momentul de frînare să fie suficient de mare ca să existe întotdeauna porțiunea de frînare liniară. Matematic aceasta se exprimă prin condiția:

$$M_F \frac{r_0 n_0^2 p\,(79{,}62 p^2 \sum m + 3{,}137 \cdot 10^9 \sum J)}{9 \cdot 10^9 R_v^2}, \ [\text{Nmm}]. \qquad (21)$$

Relația timpului este prezentată în tabela 1.

Prese cu trei discuri

Cel de al treilea disc D_3 (fig. 11) are rolul de a elimina alunecările care apar la accelerarea în cursa de ridicare. După operaţia de presare, volantul se află la distanţa r_{01} de centrul discului D_3. Volantul este antrenat în mişcare de rotaţie de discul D_3, identic ca în cursa de coborîre la presele cu discuri. Volantul este accelerat pînă în punctul de contact dintre discurile D_2 şi D_3, după care este frînat de discul D_2, la fel ca în cazul preselor cu două discuri.

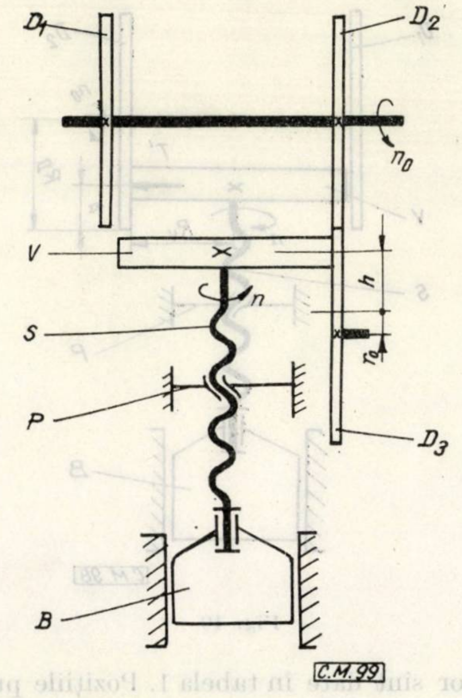


Fig. 11

Vitezele se determină cu relaţiile din tabela 1.

Poziţiile punctelor de intersecţie se determină cu relaţiile :

$$H'_{ar} = C_3 - r_0 1 - [(C_3^2 - 2r_{01} C_3)]^{1/2}, \quad [\text{mm}] \qquad (22)$$

$$H_{ar} = \frac{n_0 (H_T + r_0) - n_{01} r_{01}}{n_{01} + n_0} = R_{D3} - r_{01} \quad [\text{mm}] \qquad (23)$$

unde :

$$C_3 = \frac{1{,}8 \cdot 10^9 \mu T' R_v^3}{n_{01}^2 p (79{,}62 p^2 \Sigma m + 3{,}137 \cdot 10^9 \Sigma J)}, \qquad (24)$$

R_{D3} — raza exterioară a discului D_3.

Cu aceste date s-au calculat timpii necesari pentru efectuarea cursei de ridicare (tabela 1).

5. *Metoda practică de calcul*

Relaţiile de calcul ale vitezelor, timpilor, forţelor şi momentelor deduse în lucrare au fost sistematizate în tabela 1. Utilizarea lor practică în procesul de proiectare se poate face după cum urmează :

a) Cu valoarea forţei maxime de deformare dată prin temă F_{max} se determină diametrul şurubului presei şi în funcţie de acesta se determină dimensiunile principale ale batiului şi patinei [1,2]].

b) Se determină momentul de inerţie necesar al volantului J_v pe baza următoarelor consideraţii. Lucrul mecanic total fiind egal cu energia cinetică înmagazinată în sistemul mobil al presei la sfîrşitul cursei de accelerare, se poate scrie, neglijînd suma maselor în mişcare de translaţie :

$$\Sigma J \approx \frac{2 L_1 p^2}{(2\,000\,\pi)^2 v_0^2} \quad [\text{kgm}^2]$$

De obicei piesele în mişcare de rotaţie sînt volantul şi şurubul. Deci :

$$J_v \approx \Sigma J - J_s$$

Dimensiunile şurubului fiind cunoscute, J_s este cunoscut.

c) Se calculează, cu relaţiile din tabela 1, forţa de apăsare disc (rolă) — volant şi se alege momentul de frînare ţinînd seamă de condiţiile din tabela 1.

d) Se dimensionează organele presei şi se verifică rezistenţa lor. Se determină puterea motorului de acţionare cu relaţia :

$$N = \frac{\pi\mu}{3 \cdot 10^7} T n_0 (H_{ac} + r_0) \; [\text{kW}]$$ — pentru prese cu discuri,

$$N = \frac{\pi\mu}{3 \cdot 10^7} T n_o R_{rolă}, \; [\text{kW}]$$ — pentru prese fără discuri.

e) Se calculează şi se reprezintă grafic vitezele cu relaţiile din tabela 1.

f) Se calculează poziţiile punctelor de trecere de la o cursă la alta cu relaţiile (4′), (4″), (18), (19), (20), (22) şi (23).

h) Se calculează timpii de parcurgere a curselor.

6. *Concluzii*

Metoda de calcul prezentată mai sus se referă doar la determinarea performanţelor preselor cu fricţiune uzuale, dar contribuie în acelaşi timp la proiectarea lor raţională. Pentru presele de construcţie specială, calculele pot fi făcute pornind de la premise asemănătoare, ţinînd seamă de fenomenele care apar în funcţionare.

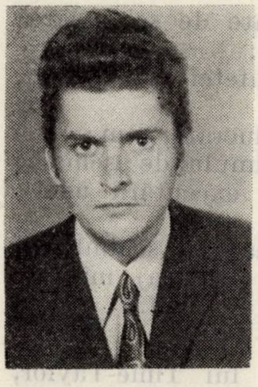
BIBLIOGRAFIE

[1] *Tabără, V.* Proiectarea preselor şi a maşinilor de prelucrat tablă. Curs predat la I. P. Bucureşti.

[2] *Moldovan, V.* Utilajul secţiilor de forjă. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[3] *Boţan, N. V., Saal, C.* Acţionarea electrică a mecanismelor cu volant. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[4] x x x Îndrumător matematic şi tehnic. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.



CZ 621.91 :681 :3.06

Calculul regimurilor optime de așchiere prin programare convexă

Ing. Nicolae — Valentin IVAN – Universitatea din Brașov

Ivan Nicolae-Valentin a absolvit Facultatea de T.C.M., Universitatea din Brașov, în 1965, după care, pînă în 1968 a funcționat ca inginer tehnolog la U.A.Bv. În prezent, este șef de lucrări, doctorand, la Catedra de T.C.M., Universitatea din Brașov.

În condițiile dezvoltării fără precedent a tehnologiei construcțiilor de mașini și mai ales a necesității sporirii eficienței acesteia, efectuarea unei analize riguroase la începutul proiectării unui proces tehnologic se impune ca o necesitate. Apare astfel și în acest domeniu acea categorie de probleme, numite probleme de decizie, a căror rezolvare optimală implică tot mai mult metode speciale cum ar fi programarea matematică.

Lucrarea de față încearcă să se integreze printre acelea care pun problema determinării regimurilor optime de așchiere. Majoritatea dintre ele [1], [5], [7], [10], determină soluția ca un minim liber al unei funcții, după caz prealabil determinate, neținînd seamă de multitudinea unor condiții. Excepție de la această linie fac lucrările [4], [6], care utilizează programarea liniară ca instrument matematic de optimizare a unor funcții pe mulțimea unor restricții. Acestea din urmă propun modele matematice liniare, la care se ajunge fie neglijîndu-se variația durabilității cu parametrii regimului de așchiere [6] fie în urma efectuării unei aproximări a funcției obiectiv [4].

Rezultate mult mai bune (eliminarea deficiențelor semnalate și mai ales aplicabilitate în prelucrările cu completuri de scule) se pot obține dacă se abandonează pista îngustă a programării liniare abordîndu-se o alta cu posibilități mai largi și anume programarea convexă. În articol, pentru rezolvarea problemei, se utilizează metoda planului de secțiune a lui Kelley pentru programarea convexă generală [2], [8], datorită simplității relative a iterațiilor precum și datorită aplicabilității în programarea pătratică și în programarea convexă în numere întregi. După cum se știe, pe de o parte parametrii regimului de așchiere v, s, t, T sînt îngrădiți de o serie de factori ca : ritmul liniei de fabricație ; puterea și cinematica mașinii-unelte ; precizia dimensional-geometrică și calitatea suprafeței ; rigiditatea sistemului tehnologic elastic etc. Pe de altă parte, pentru asigurarea eficienței operației respective factorii regimului de așchiere trebuie să optimizeze, după caz, funcția cost sau funcția productivitate, numite funcții scop sau obiectiv. Dacă se notează cu $a(x)$ funcția vectorială a cărei componente sînt tocmai factorii restrictivi $a_1(x) \leqslant 0, \dots a_i(x) \leqslant 0, \dots a_n(x) \leqslant 0$ ce îngrădesc parametrii regimului de așchiere, iar cu $c(x)$, $Q(x)$ funcțiile cost respectiv productivitate, va exista întotdeauna o mulțime P de programe $x = \| v_1 s_1 t_1, \dots v_n s_n t_n \|'^{*} => x = \| v_1 s_1 t_1 \dots \|'^{*}$ cu $x \in R^{3z}$ satisfăcînd restricțiile $a(x) \leqslant 0$ precum și condițiile de nenegativitate $x \geqslant 0$. Dintre mulțimea programelor P va trebui determinat acel program $\hat{x}$ pentru care cheltuielile $c(\hat{x})$ au cea mai mică valoare posibilă, adică $c(\hat{x}) \leqslant C(x)$ pentru orice $x \in P$. Un astfel de program va fi numit program optim. Se menționează că se va face referință numai la probleme ce reclamă minimizarea costurilor. În cazul în care se urmărește maximizarea funcției productivitate $(Q = \frac{1}{\tau})$ sistemul de calcul este similar.

Pentru generalitate se presupune că $a_i(x)$ și $c(x)$ sînt funcții convexe diferențiabile, iar $\overline{X} \in \overline{X}$, unde x este o mulțime convexă pe R^{3z}, unde :

R^{3z} reprezintă spațiul euclidian finit, $3z$ — — dimensional ;

z — numărul sculelor pentru care se calculează v, s, t.

Deci, simbolic, modelul matematic al sistemului de calcul al regimurilor optime de așchiere poate fi scris astfel :

$$\left.\begin{aligned} & a_i(x) \leqslant 0, i \in M = \{1, \dots, m\} \\ & x \geqslant 0, X \in R^{3z} \\ & \min c(x) \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

unde M reprezintă mulțimea restricțiilor. Ideea de bază a metodei planului de secțiune din punct de vedere matematic, este că pentru a obține o soluție a problemei (1) este suficient

---

* Pentru comoditatea scrierii vectorii care toți sînt vectori-coloană vor fi scriși ca vectori-linie prin operația de transpunere, adică :

$$\text{dacă } x = \left\| \begin{matrix} x_1 \\ \vdots \\ x_m \end{matrix} \right\| \text{ atunci } x' = \left\| \begin{matrix} x_1 \\ \vdots \\ x_m \end{matrix} \right\|' = \| x_1 \dots x_m \|.$$

să se reprezinte mulțimea programelor $P = \{x \in R^{3z} \mid a_i(x) \leqslant 0,\ i \in M,\ x \geqslant 0\}$ ca intersecția unui număr suficient de mare de semispații care o conțin [2]. Considerînd un vector inițial cunoscut $x^0 \in R^{3z}$ fiecărei restricții neliniare i se poate asocia semispațiul definit de inegalitatea liniară (2), care conține domeniul P :

$$\varphi(x, x^0) = a_i(x^0) + \|x - x^0\|' \nabla a_i(x^0) \leqslant 0, \quad (2)$$

în care ∇ai este gradientul restricției i. Datorită faptului că și funcția obiectiv este neliniară, se introduce o restricție suplimentară $c(x) \leqslant y$ și deci o nouă variabilă y care trebuie minimizată pe mulțimea $\bar{P} = \{(x, y) \in R^{3z+1} \mid x \in P,\ c(x) \leqslant y\}$. În mod analog, acestei restricții suplimentare i se atașează semispațiul definit de inegalitatea liniară (3), care conține domeniul $\bar{P}$:

$$\Psi(x, x^0) = C(x^0) - \|x - x^0\| \nabla C(x^0) - y \leqslant 0, \quad (3)$$

în care ∇c este gradientul funcției obiectiv. Avînd în vedere relațiile (2) și (3), modelul matematic (1) al problemei se poate scrie conform (4), dacă se notează $y = y_1 - y_2$ cu $y_1, y_2 \geqslant 0$:

$$\left.\begin{aligned} & x' \nabla a_i(x^0) \leqslant x^{0\prime} \nabla a_i(x^0) - a_i(x^0),\ i \in M = \\ & \qquad = \{1, \ldots, m\} \\ & x' \nabla C(x^0) - y_1 + y_2 \leqslant x^{0\prime} \nabla C(x^0) - C(x^0) \\ & \qquad x, y_1, y_2 \geqslant 0 \\ & \qquad \min(y_1 - y_2) \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Pentru asigurarea convergenței algoritmului către soluție, vectorul inițial $x^0 = v_{01} s_{01} t_{01} \cdots, v_{on} s_{om} t_{on}\|'$ trebuie astfel ales încît problema asociată (4) să aibă optim finit.

Înainte de a descrie o iterație a algoritmului, cu preliminariile de mai sus, se aduce modelul (4) la o formă concretă. După cum se știe, funcția de optimizare în cazul prelucrării cu o singură sculă se poate exprima [3], [10], prin relațiile :

$$C = C_1 \frac{L \cdot a}{n \cdot s \cdot t}\left(1 + \frac{C_2}{C_1 T}\right), \quad (5)$$

sau :

$$\tau = \frac{L \cdot a}{n \cdot s \cdot t}\left(1 + \frac{\tau_s}{T}\right), \quad (6)$$

în care :

C este prețul de cost al operației, lei ;
C_1 — salariul muncitorului de la mașina-unealtă, lei/min ;
C_2 — cheltuielile legate de schimbarea sculei, lei /min ;
L — lungimea suprafeței de așchiat, mm ;
a — adaosul de prelucrare, mm ;
n, s, t, T — parametrii regimului de așchiere ;
τ — timpul necesar executării unei piese, min ;
τ_s — timpul consumat cu schimbarea sculei (inclusiv reglarea), min.

Exprimînd pe n prin $n = \dfrac{1\,000 . v}{\pi . d}$ și aplicînd relația generalizată a lui Time-Taylor, $T^m = \dfrac{C_v}{v \cdot t^{x_v} \cdot s^{y_v}}$ expresia prețului de cost va căpăta forma :

$$C = \frac{K_1}{v \cdot s}\left(1 + K_2 \cdot v^{\frac{1}{m}} \cdot s^{\frac{y_v}{m}}\right), \quad (7)$$

unde :

$$K_1 = \frac{C_1 \cdot L \cdot \pi \cdot d}{1\,000}\ ;\ K_2 = \frac{C_2 . t^{\frac{x_v}{m}}}{C_1 \cdot C_v^{\frac{1}{m}}} \quad (8)$$

Întrucît funcția c (x) dată de relația (7) este definită pe R² (deoarece pentru ușurință s-a considerat $t =$ constant) cu valori reale $C : R^2 \to R$, diferențiabilă, prin derivată în raport cu vectorul $x = \left\|\begin{matrix} v \\ s \end{matrix}\right\|$) gradientul funcției $c(x)$ va fi matricea :

$$\nabla C(x) = \left\|\begin{matrix} \dfrac{\partial c(x)}{\partial v} \\ \\ \dfrac{\partial c(x)}{\partial s} \end{matrix}\right\| \quad (9)$$

După efectuarea calculelor, expresia (9) capătă forma :

$$\nabla C(x) = \left\|\begin{matrix} \dfrac{1-m}{m} K_1 K_2 v^{\frac{1-2m}{m}} \cdot s^{\frac{y_v - m}{m}} - \dfrac{K_1}{s \cdot v^2} \\ \\ \dfrac{y_v - m}{m} K_1 K_2 v^{\frac{1-m}{m}} \cdot s^{\frac{y_v - 2m}{m}} - \dfrac{K_1}{s^2 \cdot v} \end{matrix}\right\| \quad (10)$$

Cu expresia gradientului (10) și știind că : $x^0 = \left\|\begin{matrix} v_0 \\ s_0 \end{matrix}\right\|$, $x = \left\|\begin{matrix} v \\ s \end{matrix}\right\|$, restricția suplimentară (3) se poate scrie :

$$\begin{aligned} & - v\left(\frac{1-m}{m} K_1 K_2 v_0^{\frac{1-2m}{m}} \cdot s_0^{\frac{y_v - m}{m}} - \frac{k_1}{s_0 v_0^2}\right) - \\ & - s\left(\frac{y_v - m}{m} K_1 K_2 v_0^{\frac{1-m}{m}} \cdot s_0^{\frac{y_v - 2m}{m}} - \frac{K_1}{s_0^2 v_0}\right) + \quad (11) \\ & + y \geqslant \frac{3K_1}{v_0 s_0} + \frac{3m - 1 - y_v}{m} K_1 K_2 v_0^{\frac{1-m}{m}} \cdot s_0^{\frac{y_v - m}{m}} \end{aligned}$$

În ceea ce privește restricțiile propriu-zise, acestea pot fi liniare de forma $v \overset{<}{\underset{>}{=}} b$; $s \overset{<}{\underset{>}{=}} c$, sau neliniare de forma : $s^{y_x} \overset{<}{\underset{>}{=}} d$; $v \cdot s^{y_x} \overset{<}{\underset{>}{=}} e$ [4], [6], [10], în care b, c, d, e sînt coeficienți restrictivi rezultați din partea constantă a restricțiilor $a_i(x)$; y_x reprezintă un exponent ce se determină după caz.

Pentru restricțiile neliniare, gradientul $\nabla a_i(x)$ primește forma :

$$\nabla a_i(x) = \left\| \begin{matrix} \dfrac{\partial a_i(x)}{\partial_v} \\ \\ \dfrac{\partial a_i(x)}{\partial_s} \end{matrix} \right\| \text{ adică } \nabla a_i(x) = y_x \cdot s^{y_x - 1} \text{ sau } \nabla a_i(x) = \left\| \begin{matrix} s^{y_x} \\ y_x \cdot v \cdot s^{y_x - 1} \end{matrix} \right\| \tag{12}$$

Procedînd la fel ca în cazul obținerii relației (11), introducînd în (2) expresia lui $\nabla a_i(x^\circ)$ din (12) se obține :

$$Y_x . s_0^{Y_x - 1}(v + s) \leqslant Y_x \cdot s_0^{y_x - 1}(v_0 + s_0) - s_0^{Y_x} + d \text{ sau } v \cdot S_0^{y_x} + S \cdot v_0 \cdot Y_x \cdot s_0^{y_x - 1} \leqslant e + s_0^{y_x} \cdot v_0 Y_x \tag{13}$$

În baza celor de mai sus modelul matematic (4) capătă următoarea formă concretă :

$$\left.\begin{matrix} v \cdot S_0^{y_x} + S \cdot v_0 \cdot Y_x \cdot S_0^{y_x - 1} \leqslant e + S_0^{y_x} \cdot v_0 \cdot Y_x \\ \\ - v \cdot K_3 \cdot s \cdot K_4 + y_1 - y_2 \geqslant K_5 \\ \\ v, S, y_1, y_2 \geqslant 0 \\ \\ \min (y_1 - y_2) \end{matrix}\right\} \tag{14}$$

în care K_3, K_4, K_5 sînt coeficienți constanți rezultați din relația (11). În urma transformărilor efectuate prin relațiile (2) și (3) modelul matematic a devenit liniar și ca urmare se poate continua rezolvarea problemei apelîndu-se la unul din algoritmii programării liniare.

Se consideră algoritmul simplex [2], [11], [12] acesta fiind cel mai bine pus la punct. Trebuie menționat faptul că algoritmul lui Kelley nu converge spre soluție în același timp cu algoritmul simplex prin care de fapt se rezolvă (poate apare și acest caz, dar numai întîmplător). În cele ce urmează, pentru lămurirea mai clară a principiului de lucru cu algoritmul lui Kelly se descrie o iterație curentă a acestuia.

Notînd cu $x^1 \neq$ soluția problemei (14), pot apare două cazuri : dacă $x^1 \in P$, atunci x^1 este soluția problemei (14) și procedeul iterativ s-a terminat, iar dacă $x^1 \neq P$, se adaugă la (14) restricțiile de forma (2) și (3) adică :

$$\left.\begin{matrix} a_i(x^1) + ||x - x^1||' \; \nabla a_i(x^1) \leqslant 0, \; i \in M \\ \\ c(x)^1 + ||x - x^1||' \nabla C(x^1) \geqslant y \end{matrix}\right\} \tag{15}$$

Se obține astfel o nouă problemă de programare liniară pentru care se notează soluția cu x^2. Pentru x^2, de asemenea, se pot ivi cele două cazuri de mai sus. Cînd se continuă procedeul iterativ, în loc de a adăuga la fiecare iterație cele $m + 1$ noi restricții (15), este avantajos de adăugat o singură restricție și anume :

$$\max \{\varphi(x, x^0), \psi(x, x^0), \tag{16}$$

în care x^0 poate fi după caz x^1 sau x^2 etc. efectuînd apoi reoptimizarea cu algoritmul simplex dual [11]. Practic, testarea optimalității programului se face prin verificarea egalității :

$$C(x) = y \tag{17}$$

Dacă egalitatea (17) se verifică, rezultă că $x = \hat{x} = \left\| \begin{matrix} v \\ s \end{matrix} \right\|$ este program optim și deci apare soluția căutată. Dacă egalitatea (17) nu se verifică, atunci se continuă prin reoptimizare cu algoritmul simplex dual, după ce în prealabil s-a adăugat restricția (16). În cazul în care se pune problema determinării programului optim, cu o precizie mai mare sau mai mică, relația (17) se poate scrie :

$$C(x) + \varepsilon = y. \tag{18}$$

Pentru cazul particular în care funcția obiectiv este liniară, deci variabila y nu mai apare, programul este optim dacă soluția determinată $\hat{x} = \left\| \begin{matrix} v \\ s \end{matrix} \right\|$, după un număr oarecare de pași iterativi, verifică relația :

$$\max_i \{a_i(\hat{x}) + ||x - \hat{x}||' \nabla a_i(\hat{x}) \leqslant 0\} \tag{19}$$

În concluzie, în lucrare se evidențiază o nouă metodă de calcul, care permite, atît din punct de vedere matematic cît și din punctul de vedere al condițiilor reale, determinarea parametrilor regimului optim de așchiere.

Metoda propusă dă rezultate și în cazul în care este vorba de prelucrări cu multiscule, indiferent de numărul sculelor.

Fiind un procedeu iterativ și mai ales în situația unui număr de scule mare, este foarte avantajos și chiar trebuie să se utilizeze tehnica de lucru cu calculatoarele electronice.

În acest caz programul calculatorului poate fi întocmit după schema logică din figura 1.

În încheiere, se prezintă un exemplu concret de utilizare a algoritmului lui Kelley la calculul regimului optim de aşchiere pentru prelucrarea de strunjire frontală a piesei din figura 2. Condiţiile de prelucrare sînt următoarele: materialul piesei OT 45-2, cuţit cu plăcuţă aliaj dur P 2 0, avînd $\varkappa = 90°$, $\varkappa_1 = 45°$, $\gamma = 12°$ (cu faţetă $\gamma_f = -5°$), $r = 1,5$ mm, iar

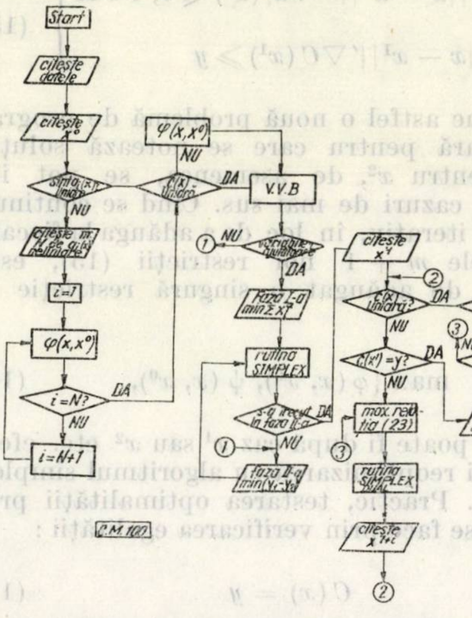

Start
citeşte datele
citeşte x°
φ(x,x°)
sînt $a_i(x)$ liniare
NU
DA
C(x) liniară
V.V.B
citeşte m. N de $a_i(x)$ neliniare
i=1
φ(x,x°)
i=N?
DA
NU
i=N+1
C.M.100
① NU verificare egalitate
DA
faza I-a min Σ x
rutina SIMPLEX
s-a trecut în faza II-a
DA
NU
①
faza II-a min(y₁-y₂)
citeşte x^ν
②
C(x) liniară?
DA
NU
C(x') = y?
DA
NU
max. relaţia (23)
③
rutina SIMPLEX dual
citeşte $x^{\nu+i}$
②
sînt $a_i(x)$ liniare
DA
NU
③ NU
verifică relaţia (23)
DA
tipăreşte soluţia x
Stop

Fig. 1. Schema logică nedetaliată a ,,metodei planului de secţiune'' a lui Kelley.

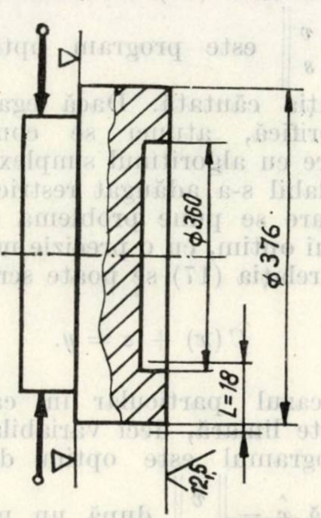

ø360
ø376
L=18
12,5
C.M.101

Fig. 2

maşina-unealtă este strungul universal UN 275 R. Adîncimea de tăiere se va considera constantă şi anume $t = 1,5$ mm. Datorită faptului că în timpul prelucrării diametrul variază, conform lucrării [13] în calcule se va considera un diametru echivalent dat de relaţia:

$$d_e = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{d_2^{\frac{1}{m}+1} - d_1^{\frac{1}{m}+1}}{\left(\frac{1}{m}+1\right)\left(d_2 - d_1\right)}} = \sqrt[5]{\frac{376^6 - 360^6}{6\,(376-360)}} \cong 367\text{mm}.$$

Modelul matematic va fi alcătuit din funcţia obiectiv considerată a fi preţul de cost şi o serie de restricţii după cum urmează:

datorită neliniarităţii funcţiei preţului de cost (7), acesteia i se ataşează semispaţiul definit de inegalitatea liniară (11); luînd $C_1 = 0,2$ lei/min; $C_2 = 3,29$ lei/min; $x_v = 0,15$; $y_v = 0,45$; $m = 0,2$ [10] şi calculînd cu relaţiile (8) se găseşte $K_1 \cong 4$, $K_2 \cong 0,57.10^{-10} \cong 0$; alegîndu-se în mod arbitrar

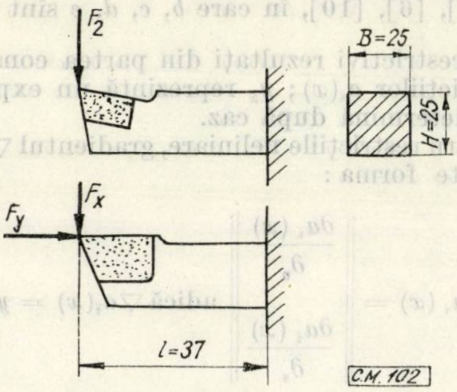

F_z
B=25
H=25
F_x
F_y
l=37
C.M.102

Fig. 3

(dar valori posibile) $x^\circ = \left\|\begin{matrix}100\\1\end{matrix}\right\|$ şi făcîndu-se în continuare calculele se găseşte restricţia suplimentară datorită expresiei neliniare a funcţiei obiectiv:

$$0,0004\cdot V + 0,04\cdot S + y \geqslant 0,12, \qquad (20$$

cinematica maşinii-unelte:

$$9,6 \leqslant n \leqslant 500\,;\, 0,098 \leqslant s \leqslant 1,38\,; \qquad (21)$$

puterea maşinii-unelte ştiind că $P = 11\text{kW}$; $\eta = 0,65$; $x_{Fz_y} = 1$; $y_{F_z} = 0,75$; $c_{F_z} = 191$; $k_{F_z} = 0,77$, iar $nt^{x}{}_{Fz}\cdot s\ Fz$ $\dfrac{6,12\cdot 10^6\cdot\eta\cdot P}{\pi\cdot d_e\cdot c_{Fz}\cdot k_{Fz}}$ [10], după efectuarea calculelor rezultă:

$$n\cdot s^{0,75} \leqslant 172. \qquad (22)$$

Rezistenţa cuţitului (fig. 3) [10] este dată de $t^{x_{Fz}}\cdot s^{y_{Fz}} \leqslant \dfrac{\nabla_a\cdot B^2}{\xi\cdot c_{F_z}\cdot K_{Fz}}$, unde σ_a reprezintă rezistenţa admisibilă la încovoiere (15 kgf/mm²): $q = \dfrac{H}{B} = 1$; $\mu = \dfrac{l}{H} = 1,5$; $K_6 =$

$$= \frac{F_x}{F_z} = 0,35\,;\, K_7 = \frac{F_y}{F_z} = 0,2\,;\, \eta_2 = 4,8\,;\, \varepsilon_1 =$$

$$= \frac{6\mu - 2K_7 + 6K_6\mu q}{q}\,;\, \partial = \frac{1,5 + 0,5\eta_2 K_7 q}{q}\,;\, \xi = \sqrt{\varepsilon^2{}_1 + 4\partial^2}$$

Efectuînd calculele se găseşte: $\varepsilon_1 = 11,75$; $\partial = 1,98$; $\xi = 12,8$ şi deci din punctul de vedere al rezistenţei cuţitului, restricţia devine:

$$S^{0'75}. \leqslant 3,32. \qquad (23)$$

Între rugozitatea suprafeţei $R_{\max}$, raza cuţitului r şi avans există relaţia [10] $S = \sqrt{R_{\max}\ 8r}$. Ştiind că $R_{\max} = (3 \div 6)$ Ra, după efectuarea calculelor se obţine:

$$S \leqslant 1. \qquad (24$$

Din totalitatea acestor restricţii (ele ar putea fi mult mai numeroase dar pentru uşurarea calculelor se reduc la acestea) se observă că singura neliniară este (22). Acesteia i se asociază o relaţie de forma (2) sau (13). Înlocuind pe n cu $n = \frac{1\,000.v}{\pi \cdot d_e}$ şi ştiind că:

$$a_{22} \equiv V \cdot S^{0,75} - 191 \leqslant 0;\ x^\circ = \left\| \begin{matrix} 100 \\ 1 \end{matrix} \right\|;\ \nabla a_{22}(x) = \left\| \begin{matrix} s^{0,75} \\ \frac{0,75.\ v}{0,25} \end{matrix} \right\|$$

va rezulta restricţia:

$$V + 75.S \leqslant 266. \tag{25}$$

Aducînd modelul matematic la forma standard prin introducerea variabilelor ecart W_i, folosind apoi variabila ajutătoare $x_1{}^a$ pentru formarea primei baze a tabelei T—1 [2] şi făcînd $y = y_1 - y_2$ se obţine forma finală a modelului matematic (după eliminarea restricţiilor în plus şi substituind peste tot pe n cu $n = \frac{1\,000.\mathrm{v}}{\pi.\mathrm{d}_e}$) în care, datorită neliniarităţii expresiei (7) funcţia obiectiv a devenit y:

											1	
	V.B.	V.V.B	V	S	y_1	y_2	w_1	w_2	w_3	w_4	x_1^a	
1	x_1^a	0,098		$\boxed{1}$			-1				1	T-1
	w_2	266	1	75				1				
	w_3	1		1					1			
	y_1	0,12	0,0004	0,04	1	-1				-1		
	z_j	0,098		1			-1				1	
	z_j-c_j			1			-1					
	S	0,098		1			-1				1	T-2
	w_2	259	1				75	1			-75	
	w_3	0,902					1		1		-1	
	y_1	0,116	0,0004		1	-1	0,04			-1	-0,04	
	z_j											
	z_j-c_j										-1	

$$\left.\begin{array}{rllll} & S & - W_1 & + x_1^a & = 0,098 \\ v + 75\cdot & S & + W_2 & & = 266 \\ & S & + W_3 & & = 1 \\ 0,0004.v + 0,04.s + y_1 - y_2 & & - W_4 & & = 0,12 \\ & & & & \\ & v,\ s,\ y_1,\ y_2 \geqslant 0 & & & \\ & & & & \\ & \text{Faza I: min } x_1^a & & & \\ & & & & \\ & \text{Faza a II-a: min } (y_1 - y_2). & & & \end{array}\right\} \tag{26}$$

Aplicînd algoritmul simplex, după două iteraţii faza I se încheie, deoarece $z_j - c_j \leqslant 0$ (tabelele 1, 2).

Trecînd mai departe la faza a II-a, min $(y_1 - y_2)$, după alte trei iteraţii din tabela 5 se găseşte: $S = 1$ mm/rot; $v = 191$ m/min; $y_1 = 0,0036$. Întrucît relaţia (17) nu este verificată, va trebui îmbunătăţit modelul matematic prin adăugarea restricţiei max $(a_{26-1}, a_{26-2}, a_{26-3}, a_{26-4})$, unde $a_{26-1,2,3,4}$, sînt restricţiile din modelul matematic (26).
Se găseşte că valoarea maximă o are restricţia: $a_{26-4} \equiv \equiv 0,0004.\mathrm{V} + 0,04.\mathrm{S} + y_1 - y_2 - W_4 = 0,12$. Ca urmare, noua restricţie ce va completa modelul matematic (26) în care de data aceasta $x^\circ = \left\| \begin{matrix} 191 \\ 1 \end{matrix} \right\|$, după efectuarea calculelor, va fi:

$$-\ 0,0001 \cdot V - 0,02 \cdot S - y_1 + y_2 + W_5 = -\ 0,06. \tag{27}$$

Pentru ca baza găsită în tabela 5 să fie valabilă şi pentru (27) se adună la acesta din tabela 5, linia 1 înmulţită cu 0,02, linia a 2-a înmulţită cu 0,0001 şi linia a 4-a înmulţită cu 1. Astfel a rezultat linia a 5-a din tabela 6 (corespunzătoare lui W_5). În baza tabelei 6, se continuă procedeul iterativ prin reoptimizarea cu algoritmul simplex dual (este posibil deoarece $\bar{x}_5 < 0 \rightarrow W_5 = -\ 0,0173$). Astfel se ajunge la tabela 7,

					1	-1					
	V.B.	V.V.B	V	S	y_1	y_2	w_1	w_2	w_3	w_4	
	S	0,098		1			1				T-3
	w_2	259	1				75	1			
	w_3	0,902					$\boxed{1}$		1		
1	y_1	0,116	0,0004		1	-1	0,04			-1	
	z_j	0,116	0,0004		1	-1	0,04			-1	
	z_j-c_j		0,0004				0,04			-1	
	S	1		1					1		T-4
	w_2	191	$\boxed{1}$					1	-75		
	w_1	0,902					1		1		
1	y	0,08	0,0004		1	-1			-0,04	-1	
	z_j	0,08	0,0004		1	-1			-0,04	-1	
	z_j-c_j		0,0004						-0,04	-1	
	S	1		1					1		T-5
	V	191	1					1	-75		
	w_1	0,902					1		1		
1	y_1	0,0036			1	-1		-0,0004	-0,01	-1	
	z_j	0,0036			1	-1		-0,0004	-0,01	-1	
	z_j-c_j							-0,0004	-0,01	-1	

					1	-1						
	V.B	V.V.B	V.	S	y_1	y_2	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5	
	S	1		1					1			T-6
	V	191	1					1	-75			
	w_1	0,902					1		1			
1	y_1	0,0036			1	-1		-0,0004	-0,01	-1		
	w_5	-0,0173						-0,0003	0,0025	$\boxed{-1}$	1	
	z_j	0,0036			1	-1		-0,0004	-0,01	-1		
	z_j-c_j							-0,0004	-0,01	-1		
	$\frac{z_j-c_j}{y_{rk}}$							$\frac{4}{3}$		1		
	S	1		1					1			T-7
	V	191	1					1	-75			
	w_1	0,902					1		1			
1	y_1	0,020			1	-1		-0,0001	-0,0125			
	w_4	0,0173						0,0003	-0,0025	1		
	z_j	0,020										

etapă în care deoarece $\bar{x}_j > 0$, reoptimizarea s-a terminat Se testează din nou cu ajutorul relaţiei (17) pentru $x = \left\| \begin{matrix} 191 \\ 1 \end{matrix} \right\|$, $y = 0,020$ şi rezultă că $\frac{4}{191.1} = 0,020$ şi deci $x = \left\| \begin{matrix} 191 \\ 1 \end{matrix} \right\|$, adică $\hat{v} = 191$ m/min şi $\hat{s} = 1$ mm/rot este programul optim.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Depiereaux*, W. *R.* Ermittlung optimaler Schnittbedingungen. Industrie Anzeiger, nr. 32, 92 Jg, 1970.

[2] *Dragomirescu, M., Maliţa, M.* Programarea pătratică. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1968.

[3] *Drăghici, G., Chiriacescu, T. S.* Contribuţii la calculul durabilităţii sculei şi regimului de aşchiere. Buletinul Institutului politehnic — Braşov, Seria A-Mecanică, vol. X, 1968.

[4] *Drăghici, G., Chiriacescu, S.* Calculul durabilităţii şi regimului de aşchiere folosind programarea matematică. Va apare în Studii şi cercetări de mecanică aplicată.

[5] *Duca, Z.* Contribuţii la problema determinării regimului optim de aşchiere. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, 3, 1956.

[6] *Goranski, K. G.* K teorii avtomatizaţii injenernova turda. Minsk, 1962.

[7] *Ivan, N. V., Boncoi, Gh.* Privitor la calculul regimurilor de aşchiere pe strunguri automate mutiaxe. Buletinul institutului politehnic Braşov, Seria A-Mecanică, vol. XII, 1970.

[8] *Kelley, J. E.* The Cutting-Plane Method for solving convex Programs. Siam. j. on control, nr. 8, 1960.

[9] *Kunzi, H. P., Krelle, W.* Nichtlineare Programmierung. Springer Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1962.

[10] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[11] *Mihoc, Gh., Nădejde, I.* Programarea matematică, vol. I, Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1966.

[12] *Mihoc, Gh.* Introducere în programarea liniară. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[13] *Sauer, L., Drăghici, G., Chiriacescu, T. S.* Die äquivalente Drehzahl und standzeot des Werkzeugs beim Drehen mit wechselnder Beanspruchnung. Werkstattstechnik 59, Jahrg, 1969, nr. 2.

◆

CZ 621.735.32

Tehnologia refulării cu extruziune inversă pe maşini de forjat orizontale

Ing. Francisc LAMMERT – Uzina de Vagoane – Arad

Maşinile de forjat orizontale sînt utilaje care permit obţinerea unei game foarte variate de piese. Pînă în prezent producţia la aceste maşini s-a axat, în majoritatea cazurilor, pe piese de tipul barelor cu diferite îngroşări la capete, sau bucşe şi buloane. În general, ele au fost piese care necesitau numai operaţii de îngroşare (refulare), sau străpungeri, ca în cazul bucşelor. Mai puţin s-a aplicat, pînă în prezent, tehnologia de refluare combinată cu extruziunea directă sau inversă. Aceasta, din motivul că fenomenul extruziunii pe M.F.O. (maşini de forjat orizontale) este mai puţin cunoscut şi stăpînit practic.

Prezentînd unele avantaje cum sînt : forţa mare pe care o dezvoltă, o cursă relativ mare, precum şi posibilitatea de a amplasa în matriţe mai multe locaşuri de prelucrare, ar fi foarte indicate pentru a realiza lucrări de forjare a unor repere care să necesite şi faze de extruziune directă sau inversă, cum este cazul piesei din figura 1, denumită bară bifurcată.

Precizăm că această bară se utilizează, în general, ca element de tracţiune la vehicule terestre ca vagoane, locomotive, remorci auto etc.

Probleme specifice, ale refulării pentru obţinerea unor volume mari. Teoria a arătat şi practica a confirmat că pe maşinile de forjat orizontale se pot refula bine, fără dificultăţi, într-o singură fază, porţiuni de semifabricat a căror lungime să nu depăşească 3*d* (unde *d* este diametrul semifabricatului).

În cazul pieselor de tipul barelor bifurcate, în general, volumul de material necesitat de capul barei cere ca să se refuleze lungimi de semifabricat cu mult mai mari decît 3*d*, în unele cazuri mergînd pînă la 10...12 *d*.

Este evident că refularea unor astfel de lungimi, va pune probleme deosebite pentru fazele de îngroşare, din cauză că, aşa după cum este cunoscut, se vor produce flambări, respectiv suprapuneri ale materialului, în timpul refulării, ceea ce va duce la rebutarea piesei. De aceea analizăm, în cele ce urmează problemele practice legate de refularea unor lungimi de semifabricat cuprinse între 5 şi 12 *d*.

O primă problemă, care, de fapt, condiţionează întreaga refulare, este aceea a rezistenţei capătului de semifabricat ce vine în contact cu poansonul de refulare (îngroşare), (fig. 2a). Diametrul semifabricatului utilizat pentru execuţia acestei bare este de 75 mm. Pentru obţinerea volumului de material necesitat de capul barei, este necesar să refulăm o lungime de semifabricat de 800 mm, ceea ce este aproximativ egal cu 11 *d*. Conform regulilor de refu-

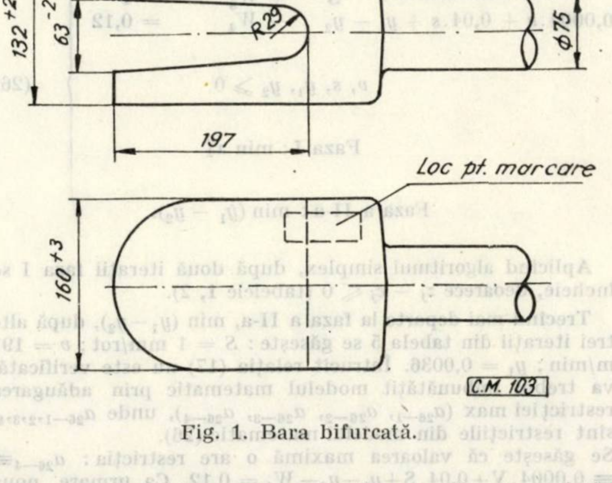


Fig. 1. Bara bifurcată.

lare cunoscute [1], deoarece lungimea refulată depăşeşte 3 *d* , va fi necesar ca îngroşarea să se facă într-o cavitate cilindrică a cărui diametru să fie de maximum 1-, 3 *d*. După cum se poate vedea din figura 2a, îngroşarea, în cazul nostru, se va executa la un diametru $D_1 = 90$ mm (cca. 1, 2 *d*).

În cazul refulării unor lungimi mai mari de 3*d*, începe să apară un fenomen legat de legea rezistenţei minime de deformare a materialului. Astfel rezistenţa opusă la deformare de către tija semifabricatului, pe porţiunea încălzită supusă la îngroşare va fi mai mare, în comparaţie cu rezistenţa zonei de vîrf care vine în contact cu poansonul de refulare.

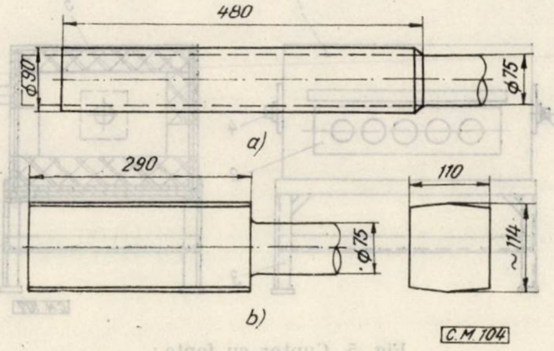


Fig. 2. Fazele de refulare pentru bara bifurcată.

Din această cauză se va produce fenomenul de îngroşare inversă care constă din aceea că semifabricatul se va îngroşa foarte puternic, în zona de contact cu poansonul şi va curge chiar în jurul poansonului formînd o bavură mare, ceea ce va duce la înţepenirea poansonului în semifabricatul refulat. Acesta ar fi un aspect al fenomenului, celălalt aspect constînd în faptul că semifabricatul nu se va îngroşa pe toată lungimea la diametrul necesar întrucît o parte a materialului se va pierde prin bravura din jurul poansonului, iar la capătul opus poansonului semifabricatul nu se va îngroşa. Acest fenomen nedorit va compromite refulările ulterioare întrucît din cauza neîngroşării diferenţa dintre dimensiunea cavităţii şi a semifabricatului va creşte accentuînd fenomenul de flambare (şi de formare a cutelor).

Soluţionarea acestei probleme se poate face numai prin crearea unei rezistenţe variabile la deformare pe lungimea semifabricatului (fig. 3).

După cum se poate observa din această figură, în zona vîrfului semifabricatului pe porţiunea *1 1'—2 2'* este necesar să avem o rezistenţă mare la deformare (pentru a împiedica deformarea sa), iar pe restul semifabricatului această rezistenţă trebuie să fie scăzută (egală cu rezistenţa de deformare la cald), pentru ca pe această zonă semifabricatul să se deformeze puternic.

O altă problemă specifică refulării lungimilor mari o reprezintă flambarea semifabricatului generat de faptul că raportul $\frac{L}{d} > 3$ (unde *L* reprezintă lungimea porţiunii refulate, iar *d* diametrul său).

Ca urmare a flambării barei la operaţiile ulterioare de refulare se vor forma suprapuneri care duc la rebutarea piesei. Fenomenul este destul de cunoscut în practica refulării aşa încît nu vom insista prea mult asupra sa, ci vom indica procedeele practice de eliminare a lui. Acestea sînt în principiu două, şi anume :

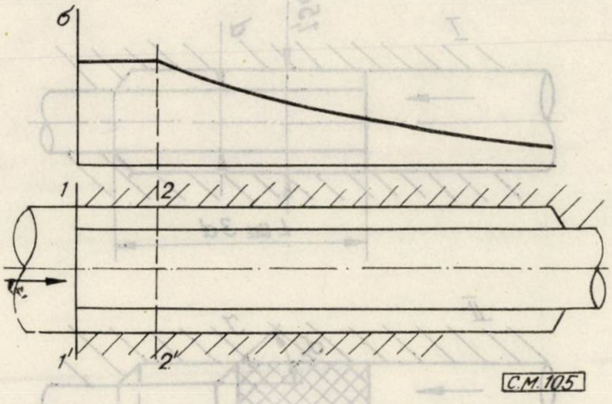


Fig. 3. Variaţia rezistenţei la deformare de-a lungul semifabricatului în cazul rezistenţei variabile la deformare.

— în cazul cînd diametrul după îngroşare este mai mic de 1,5 *d*, se aplică refularea cu avans în trepte (fig. 4).

După cum se observă din această figură îngroşarea propriu-zisă se poate realiza în mai multe trepte, în acelaşi locaş. La primul locaş se va avansa semifabricatul cu lungimea 3*d*, iar la treptele următoare cu un avans de $a = 1{,}5\,d$. În acest fel prima îngroşare la diametrul de 1,5 *d* se va realiza în cca. 3...4 trepte.

La executarea locaşului pentru îngroşare după acest sistem de refulare va trebui să se acorde o atenţie deosebită unghiului α (fig. 4). Acest unghi va trebui să aibă o valoare maximă de 10 ... 15°, întrucît pentru valori mai mari ale acestui unghi, în urma avansului semifabricatului în zona $y—y'$ (fig. 4) va apare aşa numitul inel de refulare, care nu este altceva decît o suprapunere de material, deci o cauză de rebut. Executînd umărul cu valoarea prescrisă, a unghiului, sau cu raze mari de rotunjire acest fenomen dăunător se poate elimina în întregime.

— A doua modalitate de evitare a formării suprapunerilor ca urmare a flambării este pentru cazul cînd diametrul după îngroşare este de 1,3 *d*. Pentru această situaţie îngroşarea se execută într-o singură treaptă şi se poate astfel îngroşa o lungime a semifabricatului de pînă la 10 *d*.

Aşa după cum am arătat în cele de mai sus, sub aspect practic, dificultatea esenţială în refularea unor lungimi de semifabricat, cuprinse în gama 3... 10 *d*, este legată de fenomenul flambării care generează suprapuneri de material, respectiv obţinerea de rebuturi. Din constatările noastre rezultate pe baza experimentărilor făcute s-a tras concluzia că metoda cea mai eficace de înlăturare a acestui fenomen nedorit este crearea prin mijloace tehnologice a rezistenţei variabile la deformare pe porţiunea supusă refulării. Eficienţa cea mai bună se obţine acţionînd asupra încălzirii semifabricatului.

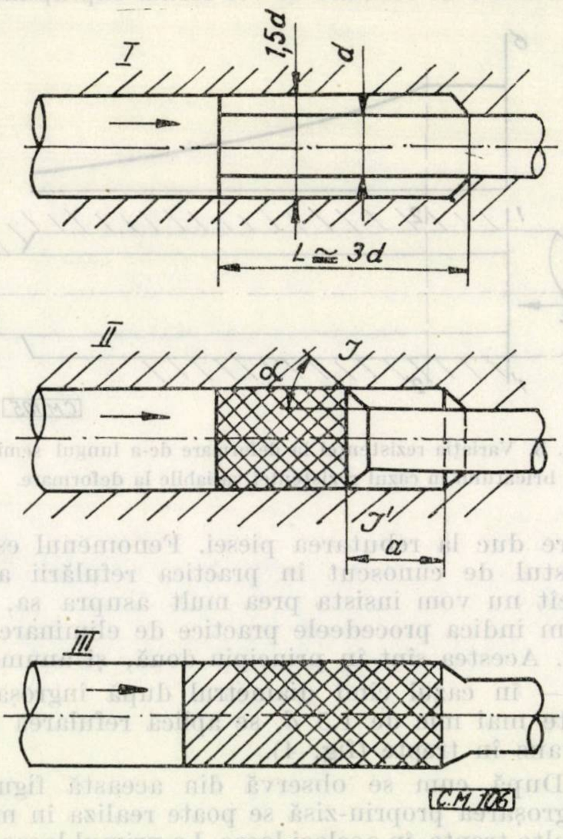


Fig. 4. Schema refulării cu avans în trepte.

Tehnologia încălzirii semifabricatului

Rezistenţa variabilă la deformare pe lungimea de semifabricat supusă refulării se realizează cu ajutorul unei încălziri diferenţiate a acestei porţiuni.

Principiul încălzirii diferenţiate constă în aceea că semifabricatul este astfel încălzit încît el să rămînă rece pe o anumită porţiune de la vîrful său, iar pe restul lungimii care se refulează se încălzeşte la temperatura de refulare. În acest fel rezistenţa la deformare, în zona de contact a semifabricatului cu poansonul de refulare va fi mare, iar pe restul lungimii acestuia va scade pînă la valoarea rezistenţei la deformare la cald.

În timpul operaţiei de refulare pentru îngroşare, în baza legii rezistenţei minime la deformare zona vîrfului barei se va deforma foarte puţin sau deloc, permiţînd astfel ca să se deformeze restul lungimii barei şi diminuînd prin aceasta formarea bavurii frontale.

Pentru executarea încălzirii diferenţiate sînt necesare cuptoare speciale de încălzire, denumite cuptoare cu fantă, de tipul celui prezentat în figura 5. Acest tip de cuptor, după cum se vede din figură, are pe unul din pereţii săi laterali 4 pînă la 5 orificii circulare, pentru introducerea semifabricatului, iar în peretele opus, o fantă pe toată lungimea cuptorului.

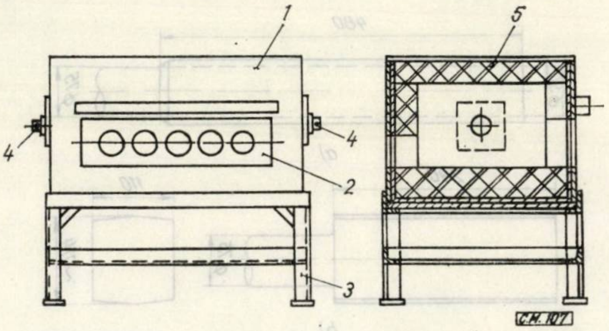


Fig. 5. Cuptor cu fante :

— înveliş exterior ; 2 — placă cu fante ; 3 — picioarele cuptorului ; 4 — arzătoare de gaz metan ; 5 — zidăria cuptorului.

Prin această fantă se scot capetele semifabricatelor supuse încălzirii, şi anume pe o lungime de 150...200 mm. Semifabricatul este încălzit la o temperatură mai joasă decît restul. Tot în scopul realizării încălzirii diferenţiate, este necesar de a executa lăţimea vetrei cuptorului cu pînă la 200 mm mai mică decît lungimea porţiunii de semifabricat ce trebuie refulat.

Executarea extrudării şi, îndeosebi, a extrudării inverse se poate realiza în condiţii foarte bune pe maşinile de forjare orizontală, întrucît din cauza forţei mari pe care o dezvoltă aceste maşini, precum şi a poziţiei orizontale de lucru a maşinii, deformabilitatea metalului este cu mult mai bună în comparaţie cu maşinile verticale de forjare. Extrudarea poate fi circulară, pentru obţinerea unor piese de formă cilindrică cu gaură înfundată sau necirculară, în care caz se vor obţine piese de tipul barelor bifurcate.

Deoarece în cursul fazei de extrudare au loc deformări volumice foarte mari, se vor produce şi bavuri care spre exemplu vor fi mai mari în cazul cînd dorim să obţinem piese cu colţuri pronunţate. Din acest motiv este necesară îndepărtarea acestor bavuri, pentru ca piesa finită să fie curată, iar debavurarea se va realiza, aşa cum se arată în cele ce urmează, prin frezare la cald.

Debavurarea pieselor forjate pe M.F.O. Bavura apare, după cum am arătat anterior, în cursul fazei de extrudare, în planul de separaţie al matriţelor, avînd grosimi de pînă la 6 mm şi lăţimi de pînă la 10 mm. Curăţarea acestei bavuri se realizează prin frezare la cald, cu ajutorul unor polizoare la care s-a adaptat o construcţie specială a discului de lucru. Principiul de lucru al acestor polizoare este redat în figura 6.

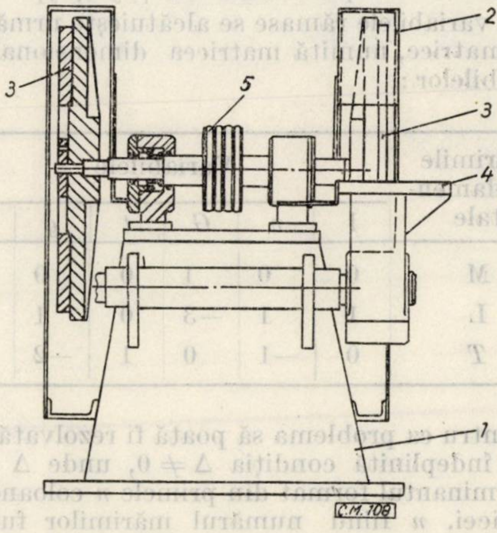


Fig. 6. Freză (polizor) pentru debavurare la cald:
1 – batiu; *2* – apărătoare; *3* – disc zimţat pentru polizare; *4* – masă de polizare; *5* – curea şi roată de antrenare.

Partea activă a polizorului este alcătuită dintr-un disc pe care s-au executat zimţi avînd o înălţime de cca. 5 mm, discul fiind antrenat de un motor electric. Discul se execută din oţel carbon obişnuit cu o rezistenţă la rupere de 60...70 kgf/mm^2; turaţia sa fiind cuprinsă între 1 000 şi 1 500 rot/min şi necesită o putere de 5...7 kW. Modul de lucru, în cazul barei bifurcate, este simplu şi constă în aceea că piesa după operaţia de extrudare se aşează pe masa de polizare 4 (fig. 6) apoi prin apăsarea părţii cu bavură pe discul de polizare se îndepărtează bavura formată. Operaţia în sine are o durată foarte scurtă, iar acest sistem prezintă avantajul unei productivităţi foarte ridicate. Pentru ca să se poată debavura mai multe piese polizorul se execută cu două discuri de lucru, antrenate prin acelaşi ax de către un singur motor.

Asupra turaţiei de antrenare a discurilor trebuie să facem observaţia, că aceasta trebuie să fie suficient de mare pentru a îndepărta bavura. Pentru aceasta, este bine ca turaţia să fie la limita superioară a valorii indicate anterior, turaţia înaltă avînd avantajul şi al unei uzuri mai scăzute a dinţilor de polizare, prin faptul că timpul de contact dintre piesă şi disc este mai mic.

Tehnologia refulării cu extruziune pe maşinile de forjare orizontală prezintă încă o serie de aspecte, care sînt greu de cuprins, în cadrul unei lucrări. Considerăm însă că problemele esenţiale ale acestei tehnologii sînt cele pe care le-am redat anterior, şi anume privind încălzirea semifabricatelor pentru a realiza rezistenţa variabilă la deformare, precum şi debavurarea după faza de extrudare. Forjarea pe M.F.O. a unor piese care necesită refularea unor lungimi de semifabricat mai mari de 5 d. permite utilizarea acestor maşini la o gamă de piese, a căror forjare pe maşinile amintite constituia o problemă dificilă şi uneori chiar de nerezolvat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Briuhanov, A. N.*; *Rebelski, A. V.* Matriţarea la cald. Vol. II, p. 768. Bucureşti, Editura I.D.T., 1958.

[2] *Chiriţă, V., Drăgan, I., Maniu. A., Vasiliu, A.* Matriţarea, la cald a metalelor. Bucureşti, Editura Tehnică, 1968, p. 122–157.

[3] *Lammert, F.* Consideraţii asupra unor cazuri speciale la forjarea pe M.F.O. În: Revista Metalurgia nr. 10, 1968, 597–600.

[4] *Lammert, F.* Fabricarea prin extruziune a pieselor. Bucureşti, Editura O.D.P.T. – M.I.C.M., 1969.

* * *

CZ 624.132: 621.878.25

Criterii de similitudine la maşini de săpat şi transportat pămînt, rezultate din aplicarea unor metode ale analizei dimensionale

Ing. Aurel MACOVEI – C.C.P.U.C. – Bucureşti

Avantajele utilizării teoriei similitudinii la maşinile de săpat şi transportat pămînt, constau în principal în posibilitatea de efectuare de studii pe modele la scară redusă şi de extrapolare ulterior a rezultatelor, la scara naturală. Studiile pe modele la scară redusă sînt mult mai puţin costisitoare decît studiile de prototip şi sînt indicate în special în realizarea unor noi tipuri de maşini de săpat şi transportat pămînt. În acest domeniu există tendinţa de a se realiza maşini din ce în ce mai grele, cu productivităţi sporite şi la care, cercetările pe modele la scară naturală ar fi deosebit de costisitoare şi ar necesita un timp lung pentru execuţie [1], [2].

Aplicarea modelării permite în numeroase cazuri, realizarea practică a unor proiecte de invenţii care, în situaţia în care ar fi necesitat realizarea la scară naturală a modelului, din cauza costului ridicat al acestuia, ar fi fost abandonate [3].

Pentru ca fenomenul reprodus pe model să fie identic cu fenomenul pentru prototip, pe lîngă similitudinea geometrică dintre model şi prototip, este necesar să se realizeze şi similitudinea tuturor mărimilor fizice care intră în structura fenomenului studiat.

În acest scop, este necesară menţinerea aceloraşi valori numerice ale criteriilor de similitudine, pe model şi pe prototip. Această condiţie este impusă de prima lege a similitudinii [4].

Deoarece în practică este greu să se realizeze ca toate criteriile de similitudine care intervin într-un fenomen să păstreze aceeaşi valoare numerică pe model şi prototip (adică să se realizeze similitudine completă), se acceptă ca anumite criterii care au o influenţă secundară sau cunoscută, să aibă valori diferite pe model şi pe prototip (similitudine incompletă) [5].

Criteriile de similitudine care intervin într-un fenomen fizic se pot stabili cu ajutorul:

— analizei dimensionale,

— mărimilor fizice cu rol preponderent,

— ecuaţiilor diferenţiale care descriu fenomenul.

În cele ce urmează, se vor deduce criteriile de similitudine cu ajutorul următoarelor metode ale analizei dimensionale:

a) o metodă bazată pe regula lui Krammer [6],

b) metoda Rayleigh [5].

Pentru aplicarea acestor metode, este necesar că se cunoască mărimile care caracterizează procesul. Aceste mărimii, după [7] sînt:

$[l] = L$ — dimensiuni liniare,

$[t] = T$ — durata procesului (timpul),

$[v] = \frac{L}{T}$ — viteza,

$[g] = \frac{L}{T^2}$ — acceleraţia gravitaţională,

$[F] = \frac{ML}{T^2}$ — forţa,

$[G] = \frac{M}{L^3}$ — masa volumetrică,

φ — mărimi unghiulare,

f' — coeficient de frecare interioară a grămezii de material,

f_1 — coeficient de frecare al materialului săpat de pereţii cupei.

În conformitate cu metoda a) pentru simplificarea mersului calculului, se recomandă să se micşoreze numărul variabilelor, scriind de la început unele grupuri adimensionale. În cazul nostru se vor separa mărimile φ, f' şi f_1.

Cu variabilele rămase se alcătuieşte următoarea matrice, numită matricea dimensională a variabilelor:

Mărimile fundamentale	Variabilele					
	1	v	G	t	g	F
M	0	0	1	0	0	1
L	1	1	−3	0	1	1
T	0	−1	0	1	−2	−2

Pentru ca problema să poată fi rezolvată trebuie îndeplinită condiţia $\Delta \neq 0$, unde Δ este determinantul format din primele n coloane ale matricei, n fiind numărul mărimilor fundamentale.

În cazul studiat

$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ 0 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1 \neq 0,$$ deci condiţia este îndeplinită.

În continuare, se formează şi se rezolvă toţi determinanţii posibili, alcătuiţi prin schimbarea succesivă a tuturor coloanelor determinantului cu toate cele $(m-n)$, coloane ale matricei iniţiale, necuprinse în Δ(m = numărul total al coloanelor matricei):

$$\Delta_{1,r+1} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -3 \\ 1 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1; \quad \Delta_{2'r+1} =$$

$$= \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & -3 \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \Delta_{3,r+1} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 \end{vmatrix} = 0$$

$$\Delta_{1,r+2} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ -2 & -1 & 3 \end{vmatrix} = 1; \quad \Delta_{2,r+2} =$$

$$= \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -2; \quad \Delta_{3,r+2} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 1 \\ 0 & -1 & -2 \end{vmatrix} = 0$$

$$\Delta_{1,r+3} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ -2 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -2 \,; \quad \Delta_{2,r+3} =$$

$$= \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 3 \\ 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -2 \,; \quad \Delta_{3,r+3} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1$$

Urmează alcătuirea tabelului cu exponenții variabilelor din grupurile adimensionale (în acest tabel elementele în diagonală ale ultimelor trei coloane sînt egale cu unitatea, iar celelalte elemente ale coloanei sînt nule) :

	Rangul	Exponenții variabilelor					
		l	v	G	t	g	F
Grupurile	$r+1$	-1	1	0	1	0	0
adimensionale	$r+2$	1	-2	0	0	1	0
ale „soluțiilor"	$r+3$	-2	-2	-1	0	0	1

Grupurile adimensionale căutate se formează cu mărimile și exponenții din fiecare rînd al tabelului. În acest fel, rezultă :

1) $\frac{v_t}{l}$; notăm acest criteriu cu π_3 ;

2) $\frac{gl}{v^2}$, inversînd raportul, se obține $\frac{v^2}{gl}$ sau

$\frac{v}{\sqrt{gl}}$; notăm acest criteriu cu π_1

3) $\frac{F}{Gv^2l^2}$; notăm acest criteriu cu π_2.

În cazul metodei b) fenomenul fizic studiat poate fi considerat ca fiind proporțional cu un produs al puterii mărimilor fizice care caracterizează procesul. Impunînd condiția omogenității dimensionale a ambilor membri ai egalității obținute, rezultă un sistem de ecuații, ale căror soluții reprezintă exponenții mărimilor fizice. Este de remarcat că acestă metodă este aplicabilă ușor, în cazul în care fenomenul fizic studiat cuprinde pînă la cinci sau șase mărimi fizice; în cazul cînd numărul mărimilor fizice care influențează fenomenul studiat trece de cinci sau șase, se folosește teorema π.

În cazul studiat, se poate deci scrie :

$$F = f\,(l,\ t,\ v,\ g,\ G,\ \varphi,\ f',f_1)$$

sau sub forma unui produs de puteri :

$$F = 1^m,\ t^n,\ v^r,\ g^s \cdot G^t \cdot \varphi \cdot f' \cdot f_1$$

Ecuația dimensională va fi :

$$F = L^n \cdot T^n \cdot (LT^{-1})^r \cdot (LT^{-2})^s \cdot (ML^{-3})^t \cdot \varphi \cdot f' \cdot f_1$$

Din această ecuație, avînd în vedere că $[F] = LMT^{-2}$ rezultă următorul sistem de ecuații :

$$l = m + r + s - 3t\,,$$

$$-2 = n - r - 2s$$

$$1 = t$$

Rezolvînd sistemul în raport cu m și n, rezultă

$$m = 4 - r - s$$

$$n = r + 2s - 2$$

Revenind la ecuația scrisă sub forma unui produs de puteri, se poate scrie :

$$F = l^{4-r-s} \cdot t^{r+2s-2} \cdot v^r \cdot g^s \cdot G^1$$

sau

$$F = l^4 \cdot \frac{1}{l^r} \cdot \frac{1}{l^s} \cdot t^r \cdot t^{2s} \cdot \frac{1}{t^2} \cdot v^r \cdot g^s \cdot G^1$$

din care, grupînd convenabil, rezultă :

$$F = \frac{Gl^4}{t^2} \cdot \left(\frac{tv}{l}\right)^r \cdot \left(\frac{t^2 \cdot g}{l}\right)^s$$

Dacă ambii membri ai egalității de mai sus se împart cu F, se obține :

1. Grupul adimensional $\frac{Gl^4}{F t^2}$, care prin transformare ajunge la forma $\frac{Gl^2 v^2}{F}$, sau invers at $\frac{F}{G v^2 l^2}$ care este expresia criteriului notat cu π_2 în cazul anterior.

2. Grupul $\frac{v t}{l}$ care este criteriul π_3.

3. Grupul $\frac{t^2 g}{l}$ se poate transforma în $\frac{gl}{v^2}$ care inversat, este criteriul π_1.

Prin metodele arătate, s-au obținut criteriile :

$$\pi_1 = \frac{v}{\sqrt{gl}} \text{ sau } \pi_1 = \frac{v^2}{gl}$$

$$\pi_2 = \frac{F}{G v^2 l^2}$$

$$\pi_3 = \frac{v t}{l}$$

Criteriul π_1 reprezintă criteriul de similitudine Froude, iar criteriul π_2 reprezintă criteriul de similitudine Newton.

Criteriul π_3 este în fapt identic cu criteriul π_1, ceea ce rezultă din următoarele egalități :

$$\frac{vt}{l} = \frac{vt}{l} \cdot \frac{v}{v} = \frac{v^2}{gl}.$$

În concluzie, rezultă că pentru respectarea similitudinii în cazul mașinilor de săpat și transportat pămînt, este necesar să se respecte numai criteriile π_1 și π_2, dintre criteriile de similitudine obținute prin metodele arătate. În cazul similitudinii dinamice incomplete, aceste criterii se completează și cu o serie de mărimi adimensionale [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Balovnev, V. I.* Fiziceskoe modelirovanie rezania gruntov. Mașinostroenie, Moskva, 1969.

[2] The search for uncommon value – prospect al firmei Caterpillar, S.U.A., 1971.

[3] *Deinego, Iu. B.* Modelarea, pîrghia importantă de accelerare a timpului de progres tehnic, în rev. Stroitelnîe i dorojnîe mașinî, nr. 6, 1970.

[4] Manualul inginerului, vol. I. București, Editura tehnică, 1965.

[5] *Vasilescu, Al.* A. Analiza dimensională și teoria similitudinii. București, Editura Academiei R.S.R., 1969.

[6] *Bratu, E.* A. Operații și utilaje în industria chimică, vol. I. București, Editura tehnică, 1969.

[7] *Sîtnik, V. F.* și *Semko, B. P.* Despre modelarea procesului de lucru al mașinilor miniere de încărcat. În : Gornîe, stroitelnîe i dorojnîe mașinî, nr. 2, Kiev, 1965.

◆

CZ 62-231.2:621.855

Erorile lanțurilor cinematice, generatoare complexe

Ing. Vasile MORARU — Institutul politehnic – București

1. *Considerații generale*

Generarea unor suprafețe pe mașinile-unelte ale căror curbe generatoare, generatoarea sau directoarea sau ambele, trebuie realizate prin combinarea cantitativă a unei mișcări de translație cu una de rotație, curbele putînd rezulta atît ca traiectorie a unui punct cît și ca înfășurătoare a unei curbe materializate, determină existența unui lanț cinematic generator complex.

Lanțurile cinematice generatoare complexe (fig. 1) rezultă, în genere, prin asocierea serie-paralel a mai multor lanțuri [2].

Una dintre particularitățile lanțurilor cinematice generatoare complexe (fig. 1) este aceea a condiționării mărimilor de ieșire (y_{e1} și y_{e2}), al căror raport trebuie să fie constant, determinat de parametrii geometrici ai suprafeței ce urmează a fi generată :

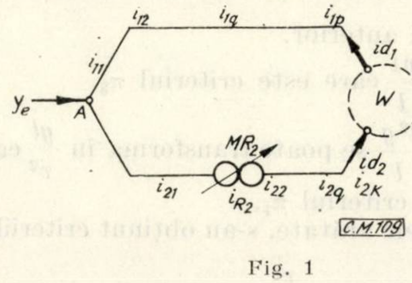


Fig. 1

$$\frac{y_{e1}}{y_{e2}} = ct. \tag{1}$$

Datorită condiționării mărimilor de ieșire a celor două lanțuri cinematice legate în paralel, ele se comportă ca și cum ar aparține unui mecanism fictiv W(șurub-piuliță în cazul lanțurilor cinematice de filetare ; pinion-cremalieră în cazul lanțurilor cinematice de rulare) [2], al cărui raport de transfer este :

$$i_w = \frac{y_{e1}}{y_{e2}} = \frac{w_e}{w_i} = \frac{Y_i}{Y_e} = ct, \tag{2}$$

în care :

w_i este mărimea de intrare în mecanismul fictiv ;

w_e — mărimea de ieșire din mecanismul fictiv ;

Y_i — mărimea de intrare în lanțul cinematic generator complex ;

Y_e — mărimea de ieșire din lanțul cinematic generator complex.

În figura 1 cu M_{R2}, căruia îi corespunde raportul de transfer i_{R2}, s-a notat mecanismul de reglare a lanțului cinematic generator complex și care este, de regulă, cu roți de schimb. Toate celelalte rapoarte de transfer sînt constante. Prin i_{d1} și i_{d2} s-au notat rapoartele de transfer dimensionale care aparțin, de regulă, ultimelor mecanisme ale lanțurilor cinematice asociate în paralel (elementelor mecanismului fictiv).

Menținerea constantă, în anumite limite, a raportului celor două mărimi de ieșire este posibilă numai prin folosirea, în componenţa lanţului cinematic generator complex, a mecanismelor de natură mecanică cum sînt : angrenajele pentru transmiterea mişcărilor de rotaţie şi şurubul-piuliţă pentru transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie. Însă meţinerea strict constantă a raportului mărimilor de ieşire ar fi posibilă dacă toate mecanismele componente ale lanţului cinematic generator complex ar fi ideal de precise şi ar avea o rigiditate ideală. În realitate, datorită erorilor de danturare a angrenajelor, erorilor de montaj al acestora, prezenţei jocurilor în lagăre şi deformărilor elastice, această condiţie nu este respectată.

Aşa, spre exemplu, în cazul lanţurilor cinematice de filetare, inconstanţa raportului i_w conduce la nerespectarea condiţiei cinematice a filetării, exprimată prin relaţia [2] :

$$i_w = \frac{v_T}{v_A} = \mathrm{tg}\beta \qquad (3)$$

şi ca urmare generarea elicei (fig. 2) se face cu erori.

Dacă se consideră că roata dinţată conducătoare a angrenajului cu raportul de transmitere i_{11}, situat pe ramura superioară (adică în primul lanţ cinematic din cele două legate în paralel, punctul de legătură fiind A, în vederea realizării lanţului cinematic de filetare care este un lanţ cinematic generator complex), este executată cu o anumită bătaie radială, înseamnă că la roata condusă, şi deci în final la piesă, se va transmite o turaţie neuniformă. Efectul turaţiei neuniforme a piesei poate fi asimilat cu o deplasare oscilantă a sculei S cu o viteză V_A variabilă, accelerată sau decelerată.

Deplasarea oscilantă a sculei, datorită erorilor angrenajului cu raportul de transmitere i_{11}, face ca la un moment dat să nu fie respectată condiţia cinematică a filetării şi ,ca urmare, să se realizeze o elice cu erori.

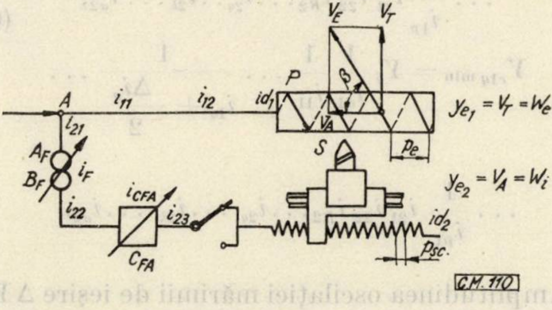


Fig. 2

Cum însă toate mecanismele componente ale unui lanţ cinematic generator complex sînt executate cu erori, acţiunea lor simultană determină o eroare totală.

Determinarea amplitudinii şi frecvenţei erorii totale a unui laţ cinematic generator complex este impusă de necesitatea stabilirii influenţei acesteia asupra preciziei suprafeţei generate.

În literatura de specialitate, în momentul de faţă, sînt cunoscute două metode de determinare a erorii totale:

a) pe cale experimentală, folosindu-se instalaţii de măsurare pe principii mecanice, electromecanice, optice, magnetice, electronice sau seismice ;

b) pe cale analitică.

Determinarea pe cale experimentală a erorilor totale dintr-un lanţ cinematic generator complex este o etapă necesară dar nu şi suficientă în stabilirea preciziei lanţului cinematic respectiv. Prin această metodă nu se poate stabili la proiectare influenţa erorii fiecărui mecanism asupra erorii totale şi, ca urmare, nu pot fi luate măsuri constructive şi cinematice în vederea reducerii acestora.

Cea de a doua metodă elimină dezavantajul citat, creîndu-se astfel proiectantului posibilitatea ca încă din faza de proiectare să poată determina analitic precizia lanţului cinematic generator complex.

Determinarea prin această metodă a erorilor totale comportă două etape distincte :

— determinarea erorilor parţiale la elementele mecanismului fictiv, datorite fiecărui mecanism component al lanţului cinematic ;

— însumarea erorilor parţiale în vederea determinării erorii totale ; aceasta este eroarea mărimii de ieşire din lanţul cinematic generator complex.

2. *Determinarea erorilor parţiale la elementele mecanismului fictiv*

Determinarea erorilor parţiale la elementele mecanismului fictiv prespupune, întîi, cunoaşterea *erorilor liniare* proprii fiecărui mecanism în parte.

Se defineşte ca fiind eroare liniară a unui angrenaj eroarea de deplasare Δx a cremalierei de referinţă a angrenajului considerat (fig. 3). Datorită erorilor de danturare a roţilor angrenajului, cremaliera de referinţă primeşte o deplasare suplimentară oscilantă Δx care se efectuează cu o viteză accelerată sau decelerată.

Caracterul acestei deplasării este sinusoidal şi ea este cauzată, în principal, de următoarele erori ale roţilor dinţate : eroarea cumulată de pas E_{cp}, bătaia radială b_r şi bătaia axială b_{ax}. Bătaia axială influenţează eroarea liniară numai în cazul roţilor cilindrice cu dinţi înclinaţi.

În lucrările [3], [4] se indică metode de determinare a erorilor liniare.

Reţinem, pentru cele ce urmează, relaţia cu care se determină eroarea liniară cauzată de una dintre roţile angrenajului (condusă sau conducătoare), roţile avînd dantură înclinată [4] :

$$\Delta x = \sqrt{(E_{cp \cdot \varepsilon})^2 + \left(\frac{b_r}{\cos\alpha_f}\right)^2 + (b_{ax}\,\mathrm{tg}\beta)^2}, \qquad (4)$$

unde :

α_f este unghiul de angrenare al roții dințate considerate, măsurat în plan frontal :

$$\operatorname{tg}\alpha_f = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta};$$

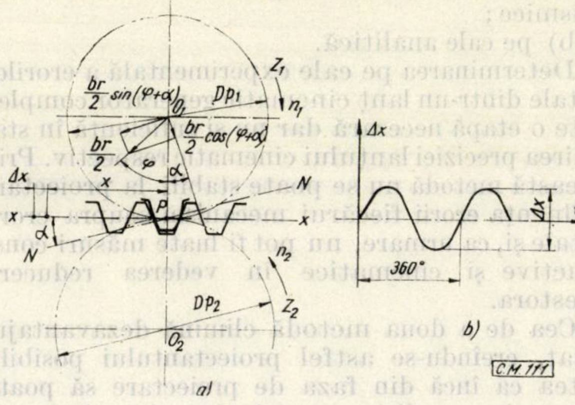


Fig. 3

α — unghiul de angrenare, măsurat într-un plan normal la elicea dinților ;

β — unghiul de înclinare al elicei dinților, măsurat în raport cu axa roții.

În final interesează influența erorilor parțiale asupra elementelor mecanismului fictiv, adică asupra mișcării ultimului mecanism din lanțul cinematic generator închis.

Principala dificultate a metodelor cunoscute pînă acum, de reducere a erorilor parțiale la elementele mecanismului fictiv, este aceea că dezvoltă o metodică de calcul laborioasă.

Astfel, în lucrarea [4], se consideră, pentru reducerea erorilor parțiale la elementele mecanismului fictiv, lanțul cinematic împărțit în două ramuri, o ramură a sculei și alta a piesei, mecanismul de graniță fiind roțile de schimb materializate prin mecanismul de reglare M_{R2} (fig. 1). Acest mod de împărțire a lanțului cinematic generator complex ridică probleme dificile de însumare a erorilor la cele două capete de ieșire și, ca urmare, posibilitatea obținerii unor rezultate diferite de cele reale.

Stabilirea unei metode de determinare directă a erorii parțiale la elementele mecanismului fictiv are avantaje incontestabile din punctul de vedere al veridicității rezultatelor obținute cum și al reducerii timpului necesar efectuării calculului. O asemenea metodă este posibil a fi dezvoltată dacă se ține seamă de următoarele particularități cinematice ale lanțurilor cinematice generatoare complexe (fig. 1) :

— indiferent de caracterul mărimii de ieșire y_e seria din lanțul cinematic anterior (variabilă sau constantă), legat în paralel cu cele două ramuri ale lanțului cinematic generator complex, raportul dintre mărimile de ieșire y_{e1} și y_{e2} se menține constant cu condiția ca mecanismele componente să fie ideal de precise ;

— nerespectarea valorii raportului mai sus menționat este cauzată de existența mecanismelor reale, cu erori ;

— mărimea de ieșire din lanțul cinematic generator complex Y_e se determină scriind funcția de transfer [2] :

$$Y_e = Y_i \frac{1}{i_{d1}} \frac{1}{i_{11}} \cdots \frac{1}{i_{1g}} \cdots \frac{1}{i_{1p}} i_{21} i_{22} i_{R2} \cdots i_{2q} \cdots i_{2k} i_{d2}. \tag{5}$$

Relația (5) indică că, pentru o mărime de intrare Y_i constantă, mărimea de ieșire Y_e rezultă tot constantă dacă toate mecansismele sînt considerate ideale. Cum însă mecanismele componente sînt executate cu erori, erori ce determină în fapt erori ale raportului de transmitere, înseamnă că și Y_e va rezulta cu erori.

Considerîndu-se că rapoartele de transmitere ale fiecărui mecanism variază sinusoidal cu amplitudinea Δi_q, corespunzător erorii liniare Δx, se pot scrie valorile maxime și minime ale mărimii Y_e la un moment considerat.

Pentru determinarea amplitudinii oscilației mărimii de ieșire ΔY_e trebuie avute în vedere două situații distincte, după cum raportul de transmitere considerat se află, în relația (5), la numitor sau la numărător.

a) Raportul de transmitere se află la numitor, deci mecanismul căruia îi aparține intră în componența porțiunii de lanț de pe ramura superioară. În acest caz se pot scrie relațiile :

$$\begin{gathered} Y_{eq1\,\max} = Y_i \frac{1}{i_{d1}} \frac{1}{i_{11}} \cdots \frac{1}{i_{1q} - \frac{\Delta i_q}{2}} \cdots \\ \cdots \frac{1}{i_{1p}} i_{21} i_{22} i_{R2} \cdots i_{2q} \cdot\cdot i_{2k} \cdots i_{d2}, \\ Y_{e1q\,\min} = Y_i \frac{1}{i_{d1}} \frac{1}{i_{11}} \cdots \frac{1}{i_{1q} + \frac{\Delta i_q}{2}} \cdots \\ \cdots \frac{1}{i_{p1}} i_{21} i_{22} i_{R2} \cdots i_{2q} \cdots i_{2k} \cdots i_{d2}. \end{gathered} \tag{6}$$

Amplitudinea oscilației mărimii de ieșire ΔY_e, cauzată de eroarea raportului de transmitere i_{1q} , va fi :

$$\Delta Y_{e1q} = Y_{e1q\,\max} - Y_{e1q\,\min} = \frac{Y_e}{i_{1q}} \frac{\Delta i_{1q}}{i_{1q}^2 - \frac{\Delta i_{1q}^2}{4}} \cdot \tag{7}$$

b) Raportul de transmitere se află la numărător, deci mecanismul căruia îi aparține intră în componenţa porţiunii de lanţ de pe ramura inferioară.

În baza raţionamentului de mai sus se obţine :

$$\Delta Y_{e2q} = Y_e \frac{\Delta i_{q2}}{i_{2q}}. \qquad (8)$$

Pentru a evita operarea cu două relaţii (7) şi (8) se poate apela la constatarea că într-un lanţ cinematic generator închis s-a stabilit [2] ca sens al fluxului cinematic următorul : i_{d1} (sculă) $- i_{1p} - i_{1q} - i_{11} - A - i_{21} - M_{R2} - i_{2q} - i_{2K} - i_{D2}$ (fig. 1). Aceasta permite ca rapoartele de transmitere de pe ramura superioară, parcurse în sens invers sensului de transmitere a mişcării, să poată fi considerate ca fiind parcurse în sens normal, adică roţile conduse să devină conducătoare şi invers. Ca urmare, se poate nota oricare raport de transmitere de pe ramura superioară cu :

$$i_{1q}^{*} = \frac{1}{i_{1q}}.$$

În aceste condiţii, relaţia (7) devine identică cu relaţia (8), astfel că pentru determinarea lui ΔY_e cauzat de oricare mecanism al lanţului cinematic se foloseşte relaţia :

$$\Delta Y_{eq} = Y_e \frac{\Delta i_q}{i_q}. \qquad (9)$$

Este de reţinut faptul că, pentru rapoartele de transmitere aflate la numitor, calculul lui Δx se face considerînd inversul raportului de transmitere.

Se impune totuşi folosirea a două tipuri de relaţii, dat fiind faptul că eroarea datorită roţii conducătoare are frecvenţa diferită de cea a roţii conduse. Frecvenţele celor două erori sînt indentice numai în cazul angrenajelor cu raportul de transmitere egal cu unitatea :

$$\Delta Y'_{eq} = Y_e \frac{\Delta i'_q}{i_q} \qquad (10)$$

şi :

$$\Delta Y''_{eq} = Y_e \frac{\Delta i''_q}{i_q} \qquad (11)$$

Folosirea relaţiilor (10) şi (11) este condiţionată de particularitarea erorii raportului de transmitere Δi_q în funcţie de tipul mecanismului căruia îi aparţine.

3. *Insumarea erorilor parţiale în vederea determinării erorii totale* (*eroarea mărimii de ieşire*)

Pentru însumarea erorilor parţiale la elementele mecanismului fictiv se pot folosi metodele cunoscute. Mai indicată, deoarece se obţin rezultate mai apropiate de realitate, este metoda prezentată în lucrarea [4], care foloseşte însumarea pătratică. Astfel, eroarea mărimii de ieşire datorită tuturor mecanismelor componente din lanţul cinematic va fi :

$$\Delta Y_{e\Sigma} = \\ = \sqrt{(Y\Delta_{e1\Sigma} + \Delta Y_{e2\Sigma} + \Delta Y_{e\Sigma})^2 + \Delta Y_{e4\Sigma}^2 + \ldots + \Delta Y_{en\Sigma}} \qquad (12)$$

în care $\Delta Y_{e1\Sigma} \ldots \Delta Y_{en\Sigma}$ sînt erorile mărimii de ieşire obţinute prin însumarea erorilor parţiale de aceeaşi frecvenţă, iar $\Delta Y_{e1\Sigma}$, $\Delta Y_{e2\Sigma}$, $\Delta Y_{e3\Sigma}$ sînt amplitudinile celor mai mari erori.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bolez, E.* Angrenaje. Editura Tehnică, Bucureşti, 1962.
[2] *Bolez, E.* Maşini-Unelte, vol. I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1969.
[3] *Farber, A.M.* Tehnologicescaia tocinosti zuboreznîh stankov i sposobî ee povîşenia. Maşghiz, Moscova, 1957.
[4] *Levaşov, A. V.* Osnovî rasciota tocinosti cinematicestih ţepei metalorejuşcih. stankov Maşinostroenie, 1966.
[5] *Moraru, V.* Metode de determinare a erorilor de rulare. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Bucureşti, aprilie, 1971.
[6] *Opitz, H.*, de *Jong, H.* Der Einfluss der Walzgenauigkeit von Verzahnmaschinen auf die Fertigungsgenauigkeit und das Laufverhalten von Stirnaradgetrieben. Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1964.

◆

CZ 681. 2: 621. 643

Tuburile gofrate, elemente sensibile cu largă utilizare în mecanica fină

Ing. Doru PALADE şi ing. Barbu FRUNZETTI, — Centrul de cercetări şi proiectări mecanică fină şi scule — Bucureşti

Tub ondulat, tub gofrat, burduf metalic sau silfon definesc unul şi acelaşi element elastic format dintr-un înveliş metalic de revoluţie cu pereţii subţiri, ondulat transversal, care se deformează elastic sub sarcini axiale, acumulînd lucru mecanic. În ultimul timp s-a generalizat noţiunea de silfon definit ca o capacitate pneumatică susceptibilă de a-şi schimba volumul prin variaţia lungimii.

I. *Mărimi caracteristice*

1. Dimensiuni geometrice: Silfonul este caracterizat prin cîteva dimensiuni geometrice prin-

cipale (fig. 1) și anume : diametrul interior d, diametrul exterior D, grosimea peretelui h, profunzimea unei ondulații t, unghiul de înclinare α, lungimea liberă a unei ondulații l, numărul de ondulații n, lungimea liberă L și cursa f. Între aceste mărimi există relațiile :

$$D \simeq 1{,}5\, d\,; \quad t = \frac{D-d}{2}\,; \quad L = n \cdot l.$$

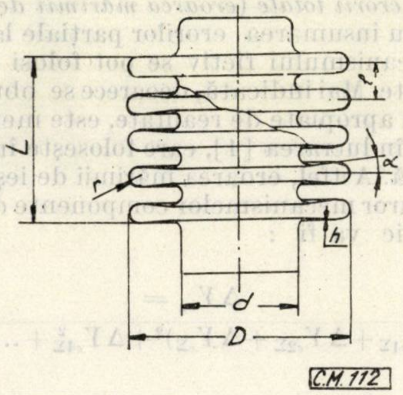


Fig. 1. Caracteristicile geometrice ale silfonului.

2. Suprafața activă S_{ef} este definită ca raportul dintre forța concentrată F și presiunea p care, aplicate axial și antagonist silfonului, îl mențin într-o poziție de echilibru :

$$S_{ef} = \frac{F}{P} \tag{1}$$

Formulele de calcul pentru suprafața efectivă sînt date de una dintre relațiile :

$$S_{ef} = \frac{\pi}{16}(D+d)^2, \tag{2}$$

$$S_{ef} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4}\right), \tag{3}$$

$$S_{ef} = \frac{\pi}{12}(D^2 + D \cdot d + d^2)\,. \tag{4}$$

Fiecare dintre aceste relații se bazează pe anumite ipoteze simplificatoare și, din acest motiv, suprafața efectivă rezultată din calcul diferă de suprafața efectivă determinată fizic din relația (1).

3. Cursa maximă admisă $f_{\max}$ este cursa silfonului pentru care se mai păstrează dependența proporțională dintre deformație și presiunea sau forța axială respectivă.

4. Presiunea maximă admisă $p_{\max}$ este presiunea la care încă nu apar deformații plastice ale silfonului.

5. Constanta elastică c este forța aplicată silfonului pentru a se obține o săgeată de 1 mm.

II. *Metode de calcul și dimensionare*

Pentru silfonaele utilizate ca elemente elastice în construcția de aparate din domeniul mecanicii fine se impun condiții de precizie atît pentru parametrii geometrici cît și pentru caracteristicile materialului din care sînt confecționate. În prezent, în literatura de specialitate se cunosc trei metode de calcul prin care se caută a se stabili o legătură matematică între parametrii geometrici și caracteristicile materialelor utilizate.

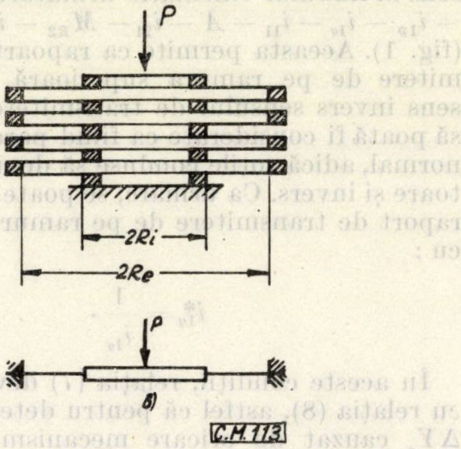


Fig. 2. Asimilarea funcționării silfonului cu o succesiune de plăci inelare.

1. Metoda plăcilor inelare (fig. 2). Silfonul este asimilat cu o succesiune de plăci elastice inelare încastrate succesiv pe contur. Deformarea întregului silfon va prezenta suma deformărilor celor n plăci inelare echivalente :

$$f = 2n\, A_p \frac{PR_e^2}{Eh^3}\,, \tag{5}$$

unde :

P este forța axială ce acționează asupra silfonului ;

R_e — raza exterioară $\left(\frac{D}{2}\right)$;

E — modul de elasticitate al materialului ;

A_p — coeficient de formă exprimat prin relația :

$$A_p = \frac{3(1-\mu^2)}{4}\left[\frac{K^2-1}{K^2} - \frac{4\ln^2 K}{K^2-1}\right]; \tag{6}$$

μ — coeficientul lui Poisson pentru materialul silfonului ;

$$K = \frac{D}{d}$$

2. Metoda energiei de deformaţie. Această metodă se bazează pe expresia deformării silfonului în funcţie de energia de deformare :

$$f=P\,\frac{1-\mu^2}{Eh}\cdot\frac{n}{A_0-\alpha A_1+\alpha^2 A_2+B_0\,\dfrac{h^2}{R_i^2}}, \quad (7)$$

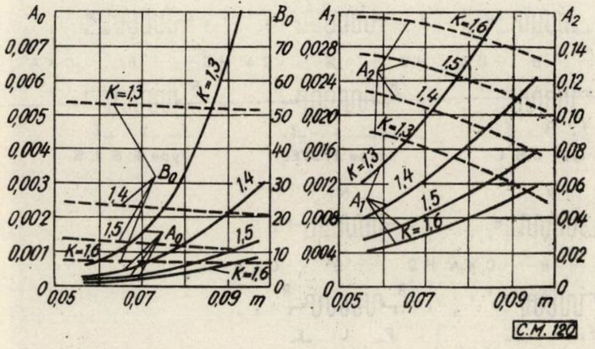


Fig. 3. Grafice de calcul pentru metoda energiei de formare

unde :

R_i este raza interioară $\left(\dfrac{d}{2}\right)$;

A_0, A_1, A_2, B_0 — coeficienţii dependenţi de forma silfonului, care se pot alege din graficele indicate în figura 3 în funcţie de mărimile adimensionale $K=\dfrac{D}{d}$ şi $m=\dfrac{r}{R_i}$, unde r reprezintă raza de racordare între porţiunile inelare ale silfonului.

3. Metoda coeficienţilor tehnologici. Metodele de calcul anterioare nu ţin seamă de o serie de factori specifici care apar la execuţia silfoanelor, dintre care cel mai important este variaţia modulului de elasticitate E în timpul tragerii, tratamentelor termice intermediare şi formării gofrelor.

O relaţie care ţine seamă de aceşti factori tehnologici este :

$$f=\frac{a_2\cdot\sigma\cdot t^2}{Eh}, \quad (8)$$

unde :

$$t=R_e-R_i\ ;$$

σ — efortul în pereţii silfonului ;
a_2 — factor tehnologic determinat experimental.

De notat totuşi că diferenţele dintre valorile obţinute prin calcul şi cele determinate prin metoda experimentală sînt destul de apreciabile. În tabela 1 au fost date valorile obţinute prin cele trei metode de calcul pentru diverse tipuri de silfoane produse de firmele Calorstat (Franţa), I.W.K. (R.F.G.) şi Max Heitz (R.F.G.). În mod practic silfonul se dimensionează fie după una dintre metodele de la punctele 1 sau 2 şi i se precizează caracteristicile pe cale experimentală după execuţie, fie după metoda de la punctul 3 în care se utilizează coeficienţii tehnologici determinaţi prin experimentări.

III. *Forme optime de realizare a silfoanelor*

1. Forma extremităţilor. După forma gulerului de prindere şi a fundului silfonului există o varietate de tipuri în funcţie de condiţiile funcţionale şi de montaj ale acestuia. În figura 4 sînt indicate cîteva forme constructive pentru extremităţile silfoanelor întîlnite curent în practică.

2. Forma gofrei. Este definită prin unghiul de înclinare α. Dacă $\alpha>0$, silfoanele se utilizează la compresiune, dacă $\alpha<0$, se utilizează la întindere şi dacă $\alpha=0$ (soluţie adoptată la majoritatea silfoanelor) pot fi utilizate atît la compresiune cît şi la întindere.

Utilizînd notaţiile anterioare se poate scrie expresia unghiului α :

$$\alpha=\frac{4r-l}{2t-4r} \quad (9)$$

Cu aceasta, expresia (7) devine :

$$f=P\,\frac{1-\mu^2}{Eh}\cdot \quad (10)$$

$$\cdot\frac{n}{A_0-\dfrac{4r-l}{2t-4r}\cdot A_1+\left(\dfrac{4r-l}{2t-4r}\right)^2 A_2+B_0\,\dfrac{h^2}{R_i{}^2}}$$

Tabela 1

Furnizor	Dimensiuni, mm					Rigiditate kgf/mm				
						Conf. pct. II. 1		Conf. pct. II. 2		Conf. pct. II. 3
	D	d	h	α	l	valoarea	eroare, %	valoare	eroare, %	(experimental)
Calorstat	22	15	0,14	0	2,16	19,1	84	9,8	5,8	10,4
I.W.K.	22	14	0,14	0	1,6	11,9	26	5,7	37	9
Max Heitz	22,5	14,5	0,15	0	1,75	15,7	21	7,3	44	13

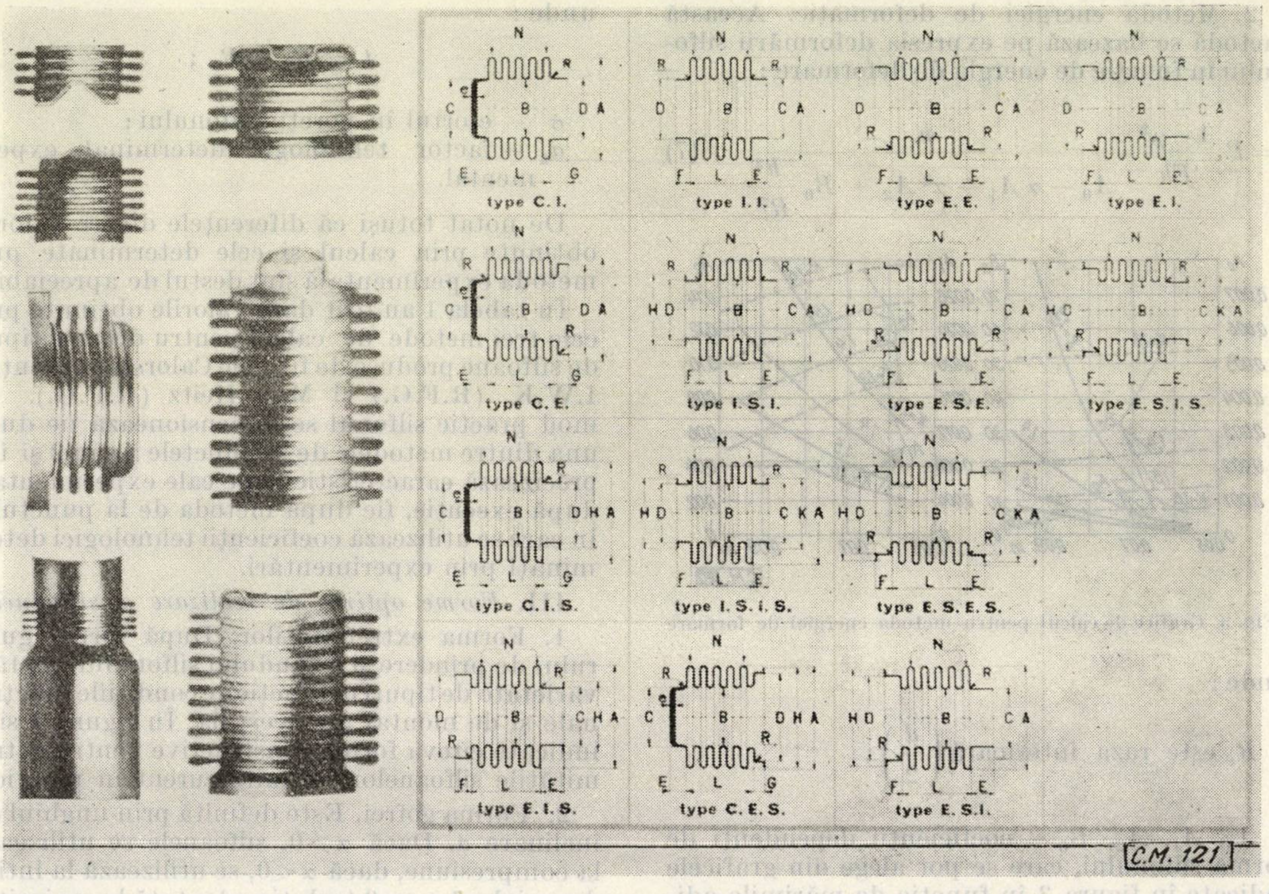


Fig. 4. Diverse forme de extremități pentru silfoane.

și diferențiind în funcție de elementele lui α, r, l, R_e, R_i se obțin:

$$\Delta f_l = -\frac{l}{2\,C_0(t-2r)}\cdot\left(A_1 + A_2\frac{l-4r}{t-2r}\right)\cdot\Delta l \qquad (11)$$

$$\Delta f_r = r\,C_1(2t-l)\cdot\Delta r, \qquad (12)$$

$$\Delta f_{Re} = R_e\,C_1(4r-l)\cdot\Delta R_e, \qquad (13)$$

$$\Delta f_{Ri} = \frac{1}{2}\,R_i\,C_1\left[(l-4r) - \frac{h^2}{R_i^2}\cdot\frac{B_0}{C_0}\right]\Delta R_i, \qquad (14)$$

unde:

$$C_0 = A_0 - \frac{4r-l}{2(t-2r)}\cdot A_1 + \frac{(4r-l)^2}{4\,(t-2r)^2}\cdot A_2 + \frac{h^2}{R_i^2}\cdot B_0 \qquad (15)$$

$$C_1 = \frac{1}{C_0(t-2r)^2}\cdot\left(A_1 + A_2\frac{l-4r}{t-2r}\right) \qquad (16)$$

Dacă $\alpha = 0$, rezultă $4r = l$

$$f = P\,\frac{1-\mu^2}{Eh}\cdot\frac{h}{A_0 + B_0\dfrac{k^2}{R_i^2}} \qquad (17)$$

și $\Delta f_l = 0$; $\Delta f_r = 0$; $\Delta f\,R_e = 0$.

Din formulele indicate anterior se poate observa că, la $\alpha = 0$, eroarea cursei se micșorează simțitor, aceasta fiind un avantaj esențial pentru silfoanele respective, în afara faptului că ele pot fi utilizate și la întindere și la compresiune.

De observat și faptul că profunzimea gofrei influențează direct rigiditatea silfonului; cu cît gofra este mai adîncă cu atît rigiditatea scade.

IV. *Materiale și tehnologii de confecționare*

Materialele folosite la fabricarea silfoanelor trebuie să îndeplinească concomitent mai multe condiții – prelucrabilitate, respectiv alungire mare, rezistență la presiune și coroziune, elasticitate ridicată, rezistență la oboseală. Deoarece în mod practic nu există nici un material care să îndeplinească concomitent și integral condițiile de mai sus, se alege acel material care să corespundă la condițiile de lucru ale acestuia. În tabela 2 sînt indicate unele materiale utilizate curent la fabricarea silfoanelor.

Tehnologia de fabricație comportă două etape importante: tragerea tubului și formarea silfonului. Respectarea riguroasă a disciplinei tehnologice la tragerea tubului, mai ales la tratamentele interoperații, asigură reproductibilitatea în mare serie a silfoanelor. Sub formă

Tabela 2

Material	Temp. max. °C	Elasticitate	Rezistență la coroziune
Tombac	150 (300)	mijlocie	sensibil la coroziune
Bz fosforos	250 (300)	foarte bună	rezistent la abur, apă de mare, apă fierbinte
CU-Ni	350 (500)	mijlocie	rezistent la abur, apă, vapori, ulei fără sulf
Ag	100 (200)	slabă	rezistent la clor
Oțel inoxidabil	350	bună	rezistent la temperaturi ridicate, la gaze de ardere cu SO_2 ș.a.
	650		
Oțel	850		
	350	bună	numai la atmosferă uscată

Tabela 3

Nr. operației	Denumirea	Dimensiuni semifabricat
1	Decupare pastilă	∅ 27,5 × 0,6
2	Ambutisare degetar	∅ 15,63 × 0,56
3	Spălare (apă rece + apă caldă)	
4	Uscare etuvă + 150°C	
5	Alungire I	Ø 13,8 × 0,31 × 20,5
6	Spălare (idem 3)	
7	Uscare (idem 4)	
8	Recoacere în cuptor cu atmosferă neutră de azot la +500°C – 10 min și răcire lentă în cuptor	
9	Decapare I –10–12 min în soluție H_2SO_4 –2–3 min apă rece – 1 min în soluție HNO_3, H_2SO_4, apă și bicromat de sodiu	
10	Uscare (idem 4)	
11	Alungire II	Ø 12,78 × 0,14 × 40
12	Spălare (idem 3)	
13	Uscare (idem 4)	
14	Retezare	Ø 12,78 × 0,14 × 34
15	Recoacere II (idem 7) cu timp de 2 min la + 500°C	
16	Decapare II (idem 9)	
17	Uscare (idem 4)	
18	Format fund I	
19	Alungire III	Ø 12,52 × 0,09 × 48
20	Spălare (idem 3)	
21	Uscare (idem 4)	
22	Retezare	Ø 12,52 × 0,09 × 40
23	Format fund II	
24	Recoacere III (idem 8) cu timp de 1 min la + 500°C	
25	Decapare III (idem 9)	
26	Uscare (idem 4)	

succintă, în tabela 3 este prezentată succesiunea operațiilor în tehnologia de tragere a tubului utilizat la confecționarea unui silfon de dimensiuni reduse. Se remarcă un fapt esențial și anume că grosimea fundului închis rămîne constantă pe tot parcursul tragerii tubului.

Formarea silfonului este executată pe un utilaj special printr-o metodă combinată, mecanohidraulică. Silfonul este prins etanș de guler și se introduce în interiorul său o presiune de 50–60 kgf/cm². Concomitent, o sculă pieptene se închide din exterior avînd simultan un avans radial și un avans longitudinal al dinților profilați după forma viitoarelor gofre. Metoda este extrem de productivă însă trebuie menționat că fiecare tipodimensiune de silfon necesită o sculă profilată corespunzătoare.

Pentru obținerea silfoanelor cu elasticitate ridicată ($D >> d$) se utilizează metoda lipirii alternative, în atmosferă neutră, a unor membrane inelare elastice, obținîndu-se elemente foarte precise cu erori foarte mici ale săgeții.

În ultimul timp, pentru silfoane cu diametre mici ($D < 25$ mm) și pereți subțiri ($h < 0,1$ mm) se utilizează metoda electrodepunerii, care permite obținerea unor elemente miniaturale cu secțiuni transversale de diverse forme (pătrată, eliptică, ovală) și cu geometrii variabile ale gofrei (fig. 5).

În cazul utilizării la presiuni ridicate se confecţionează silfoane din mai multe învelişuri suprapuse, avînd o tehnologie de fabricaţie mai pretenţioasă şi o rigiditate scăzută (fig. 6).

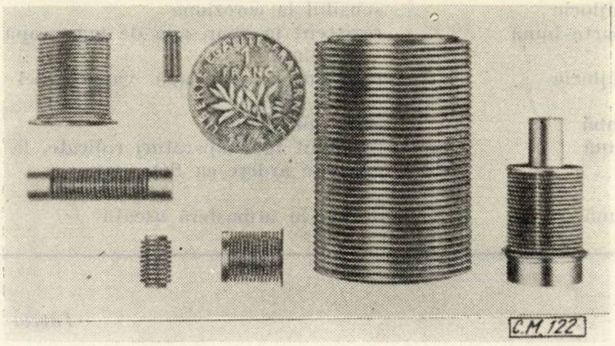


Fig. 5. Silfoane obţinute prin electrodepunere.

V. *Utilizarea silfoanelor în mecanica fină.*

Silfoanele cunosc astăzi o largă folosire în construcţia de aparate, constituind elementul sensibil principal, traductoare de presiune, termostate, presostate, diverse aparate de reglare pneumatice. La aceste silfoane se impun condiţii precise pentru erorile săgeţilor, în funcţie de forţa de deformare şi o bună stabilitate în timp. Totuşi utilizarea silfoanelor se referă şi la etanşări fără presetupă, compensatoare de dilatare sau deplasare etc., la care nu se impun condiţii riguroase pentru erorile deplasărilor ci mai mult de elasticitate şi stabilitate la temperatură şi la acţiunea diferiţilor agenţi.

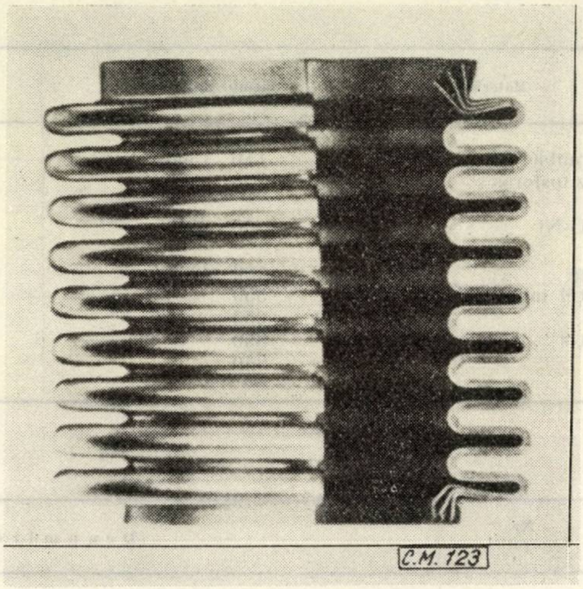


Fig. 6. Silfon cu pereţi multistrat

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boiangiu, D.* ş. a. Elementele elastice ale maşinilor Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Andreeva, L. E.* Uprughie elementî priborostroenie Moscova, GNTI, 1962.

[3] *Diaconescu, Gh.* ş.a. Tehnologia mecanicii fine. Bucureşti. Editura tehnică, 1969.

[4] *Raschke, E.* – Instabilitatea burdufurilor ondulate sub presiune interioară. În : Konstruktion 19, 4, 1967, p. 152–153.

[5] *Haringx, J. A.* Instability of belows subjected to internel pressure. In : Philips Research Reports, nr. 7, 1952.

[6] *Sicev, I. A.* Rezultatî predvoritelnîh laboratorîh issledovanii svorîh silifonov. În : Naucino-tehniceskii biuletin NII Teplopribora, nr. 5–6, 1957,

◆

CZ 621.791

Sudarea dintr-o singură parte

Dr. ing. Traian SĂLĂGEAN – Centrul de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara

1. Sudarea dintr-o singură parte (SDSP) se aplică în acele cazuri în care rotirea cu 180° a pieselor este imposibilă sau necesită echipamente costisitoare. Problema fundamentală a tehnologiei SDSP este realizarea pătrunderii complete a îmbinării fără producerea străpungerilor prin care să se scurgă metalul topit al băii de sudură.

Să considerăm un corp semilimitat pe care se deplasează o sursă termică punctiformă, cu viteză constantă v_s. În această situaţie (fig. 1), cîmpul termic din metalul de bază este determinat de relaţia [1] :

$$\vartheta = M \cdot \theta, \qquad (1)$$

în care :

ϑ este temperatura într-un punct oarecare C caracterizat cu vectorul r la momentul t; θ este o funcţie criterială de r şi t; $\theta = X . e^{-x}$, unde

$$X = r^2/4\,at; \qquad (2)$$

iar :

$$M = \frac{2aP}{\pi \cdot \lambda \cdot r^2 \cdot v_s}; \quad P = 0{,}24 \cdot \eta_u \cdot I_s \cdot U_a$$

Notaţiile folosite au semnificaţia :

P – căldura ce intră în piesele de sudat în unitatea de timp ;

$$a = \lambda / c \cdot \gamma;$$

λ — conductibilitatea termică ;
c — căldura specifică ;
γ — masa specifică a metalului de bază ;
I_s — curentul de sudare ;
U_a — tensiunea arcului electric.

Ca urmare a acţiunii sursei termice se va realiza o depunere pe suprafaţa corpului şi, în jurul cusăturii depuse, o zonă influenţată termic (*ZIT*). În cazul oţelurilor pentru structuri sudate *ZIT*-ul ce apare în macrostructurile pregătite prin atac nital are linia de separaţie cu metalul de bază determinată de izoterma $\vartheta_M = 750°C$. Calculul izotermei respective se face cu ajutorul ecuaţiei cîmpului termic (1). Temperatura maximă ϑ_M într-un punct oarecare r are loc în momentul :

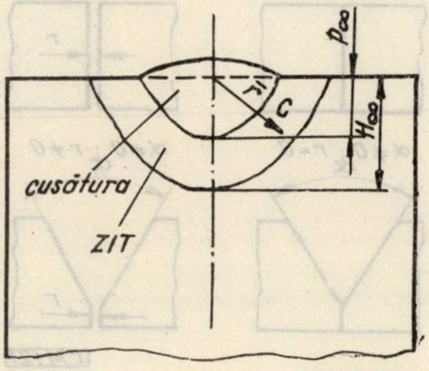


Fig. 1. Cîmpul termic la sudarea pe suprafaţa unui corp semilimitat.

$$t_M = \frac{r^2}{4a} \qquad (3)$$

şi are valoarea :

$$\vartheta_M = M \cdot e^{-1} = \frac{2 \cdot 0{,}24 \cdot \eta_a\, a \cdot I_s \cdot U_a}{\pi \cdot e \cdot \lambda \cdot r^2 \cdot v_s} \qquad (4)$$

Punînd condiţia $\vartheta_M = 750°C$ şi observînd că în relaţia (4) $I_s . U_a / v_s$ este energia liniară E_L, rezultă :

$$E_L = 13.345 \frac{\lambda}{\eta_u \cdot a} \cdot H_\infty^2, \qquad (5)$$

unde H_∞ este pătrunderea *ZIT* la corpul semilimitat.

Să presupunem că, folosind aceeaşi energie liniară E_L, depunem o cusătură pe o placă cu grosimea $\delta = H_\infty$ (fig. 2). În acest caz, prin efectul de imagine [1], [2], temperatura pe suprafaţa plăcii opusă cusăturii va fi dublă în raport cu temperatura corespunzătoare de la corpul semilimitat, adică va fi ϑ placă $= 1\,500°C$. Cu alte cuvinte, placa respectivă va fi complet pătrunsă.

Aşadar, dacă în relaţia (5) se înlocuieşte H_∞ cu δ, se obţine legătura dintre grosimea pieselor de sudat δ şi regimul tehnologic reprezentat de energia liniară E_L astfel încît să se realizeze o pătrundere completă :

$$E_L = 13.345 \frac{\lambda}{\eta_u \cdot a} \cdot \delta^2. \qquad (6)$$

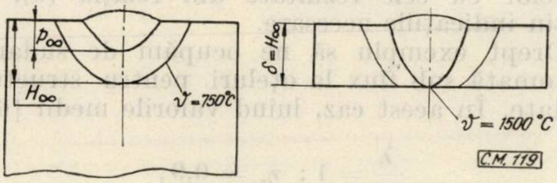


Fig. 2. Forma cusăturilor depuse pe un corp semilimitat şi pe o placă cu grosimea egală cu cea a zonei influenţate termic de la corpul semilimitat.

2. În folosire practică este necesar ca, pe baza relaţiei (6), să se definitiveze regimul tehnologic experimental. În acest scop ar trebui făcute depuneri pe corpuri semilimitate cu diferite regimuri pînă ce se ajunge ca H_∞ realizat să fie egal cu grosimea δ a plăcilor de sudat. În realitate noi nu dispunem de corpuri semilimitate şi deci ar fi util să se ştie ce grosime Δ să aibă plăcile experimentale pentru ca rezultatele obţinute pe ele să fie folosite în sensul celor arătate. Cercetările efectuate de japonezi [3], [4], [5], cu depuneri de cusături pe plăci cu grosime variabilă, au arătat că pătrunderea cusăturilor p este constantă atîta timp cît $\Delta = H_\infty$ (fig. 3). În consecinţă, dacă experimentările se fac pe plăci cu $\Delta = 2\ \delta$, atunci rezultatele obţinute sînt utilizabile.

O altă problemă ridicată de practică este aceea a necesităţii respectării stricte a relaţiei (6), ceea ce nu constituie un lucru uşor pentru că relaţia (6) defineşte un regim limită. Dacă în loc de relaţia $\delta = H_\infty$ se alege δ mai mic decît H_∞, adică :

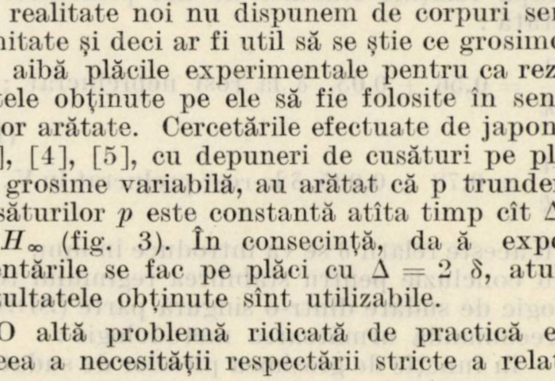


Fig. 3 Influenţa grosimii plăcii asupra pătrunderii cusăturii.

$$\delta = \frac{H_\infty}{k};\ k \geqslant 1, \qquad (7)$$

atunci la valori rezonabile ale lui k, pătrunderea completă va fi realizată fără străpungeri. Aşadar pentru folosinţă practică se propune relaţia :

$$E_L = 13 \cdot 345 \frac{\lambda}{\eta_u \cdot a} (k \cdot \delta)^2 , \tag{8}$$

în care k trebuie bine ales. În scopul alegerii judicioase a lui k ne referim la tabelele tehnologice existente în literatură şi, prin compararea datelor cu cele rezultate din relaţia (6), se obţin indicaţiile necesare.

Drept exemplu să ne ocupăm de sudarea automată sub flux la oţeluri pentru structuri sudate. În acest caz, luînd valorile medii [6] :

$$\frac{\lambda}{a} = 1 ; \; \eta_u = 0{,}9 ,$$

relaţ a (8) devine :

$$E_L = 15 \cdot 165 \; (k \cdot \delta)^2 ; \qquad E_L \text{ în joule/cm} ; \delta \text{ în cm} \tag{9}$$

şi din datele literaturii de specialitate [6], [7] rezultă că alegerea lui k se face în funcţie de δ după relaţiile stabilite de noi prin metoda arătată :

$$\frac{1}{k} = 0{,}56 + 0{,}03 . \; \delta \text{ la rost neprelucrat} ; \qquad \frac{1}{k} = 0{,}78 + 0{,}005 . \; \delta \text{ la rost prelucrat în V} . \tag{10}$$

În aceste relaţii δ se va introduce în mm.

În concluzie pentru stabilirea regimului tehnologic de sudare dintr-o singură parte (SDSP) se recomandă următoarea metodologie :

— în funcţie de grosimea pieselor de sudat δ, se alege k ;

— avînd pe δ şi k, se calculează energia liniară E_L cu relaţia (8) în cazul general, sau cu relaţia (9) în cazul sudării automate sub flux ;

— cu energia liniară E_L calculată, se definitivează regimul tehnologic de sudare făcînd depuneri pe plăci de grosime $\Delta = 2 . \delta$.

3. În încheierea lucrării se vor prezenta cîteva date asupra influenţei rostului dintre piesele de sudat dintr-o singură parte. La SDSP se utilizează rosturi neprelucrate sau prelucrate în V, totalizînd patru variante (fig. 4).

— $\alpha = 0$; $r \neq 0$. La aceste rosturi metalul topit al băii de sudură are tendinţa de a curge în rost, tendinţa fiind cu atît mai mare cu cît r este mai mare (fig. 5). De exemplu, la sudarea automată pe table cu grosimea de 25 mm, cu regimul :

$$I_s = 170 \text{ A} ; \; U_a = 26 \ldots 28 \text{ V} ; \; v_s = 15 \text{ cm/min},$$

p a crescut de la 2 la 6 mm, atunci cînd r a variat de la 0 la 3 mm.

La aceste rosturi se recomandă ca deschiderea rostului r să satisfacă relaţia :

$$1{,}5 \ldots 2 < r < 3 \ldots 4 , \text{mm} , \tag{11}$$

pe lîngă toate cele stabilite la punctul 2. Este interesant de menţionat că, sudînd SDSP cu respectarea celor arătate, se obţine o cusătură complet pătrunsă, a cărei lăţime pe faţa opusă b_r are valori cuprinse între valoarea aleasă pentru r, fără însă a depăşi 6 mm.

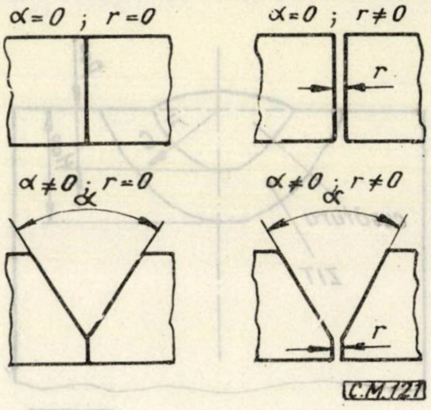


Fig. 4 Cele patru variante ale rostului la sudarea dintr-o singură parte.

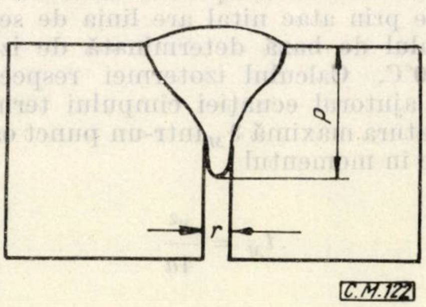


Fig. 5. Influenţa deschiderii rostului asupra pătrunderii cusăturii.

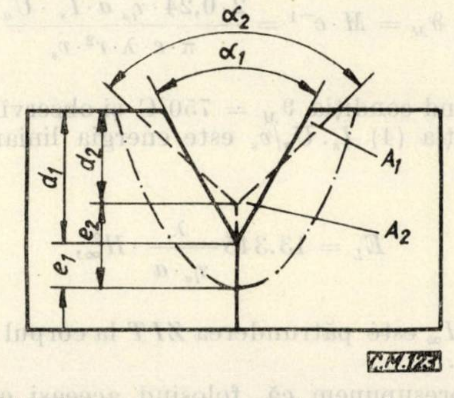


Fig. 6. Echivalenţa rosturilor cu secţiune egală şi cu unghiuri de prelucrare diferite.

— $\alpha \neq 0$; $r = 0$. La aceste rosturi pătrunderea cusăturii p nu depinde de valoarea lui α. Să considerăm rosturile *1* (linie plină) şi *2* (linie întreruptă) în figura 6. Dacă se sudează în rostul 1, atunci se topește prima dată metalul din A_1. Acesta se scurge în rost și umple partea A_2, transformînd rostul *1* în rostul *2*. Fenomenul are loc numai dacă cele două rosturi au aceeași secțiune, adică dacă există relația :

$$d_1^2 \cdot \text{tang}\,\frac{\alpha_1}{2} = d_2^2 \cdot \text{tang}\,\frac{\alpha_2}{2}\,. \tag{12}$$

În consecință, între mărimile e_1 și e_2 există relația :

$$e_2 = e_1 + d_1\left(1 - \sqrt{\frac{\text{tang}\ \alpha_{1/2}}{\text{tang}\ \alpha_{1/2}}}\right). \tag{13}$$

La celelalte două variante de rosturi posibile, adică la cazurile $\alpha = 0$; $r = 0$ și $\alpha \neq 0$; $r \neq 0$, fenomenele legate de pătrunderea cusăturii se obțin prin suprapunerea efectelor semnalate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sălăgean, T.* Fenomene fizice și metalurgice la sudarea oțelurilor cu arcul electric. București, Editura Academiei, 1963.

[2] *Rîkalin, N. N.* Teplovîh proțessov pri svarke. Moscova, Mașghiz, 1951.

[3] x x x Document IIS XII-418-68

[4] x x x Document IIS XII-456-68

[5] x x x Document IIS IX-749-71

[6] *Paton, E. O.* Avtomaticeskaia elecktrodugovaia svarka pod fliusom. Moscova, Mașghiz, 1953.

[7] x x x Welding fundamentals principles. Editura Canadian Welding Society, 1968.

◆

CZ 621.874-592

Forțele dinamice produse într-un pod rulant la frînarea mecanismului de ridicare

Conf. ing. Hugo SEGAL, șef. lucr. ing. Grigore SÎRBU, as. ing. Mircea DUMBRAVĂ — Institutul politehnic—București

În calculul mașinilor de ridicat, coeficientul dinamic de ridicare (ψ după STAS 8290 — 69) este dedus prin considerarea vibrației ce se amorsează în construcția portantă în momentul cînd sarcina este smulsă de pe sol [1, 2, 3, 4]. Admițînd că la această smulgere are loc un șoc elastic între cîrlig și sarcină, rezultă o proporționalitate directă între coeficientul dinamic și viteza de ridicare a cîrligului, lucru adoptat de altfel în standardele cele mai recente [5, 6].

În realitate însă, nu numai la *începerea* mișcării de ridicare, ci și la *frînarea* acestei mișcări se inițiază vibrații ale construcției portante, și anume atît la frînarea mișcării ascendente cît și a celei descendente. Ca și la începerea ridicării, este vorba și în acest caz de o vibrație amortizată, a cărei amplitudine maximă determină un coeficient dinamic. Deosebirea este că elementul care inițiază vibrația nu este un șoc, cu o modificare a situației maselor, ci apariția bruscă a unei excitații (momentul de frînare). Problema este deci de a determina răspunsul unui sistem vibrator (pod-cablu-sarcină) la o excitație bruscă.

Pînă în prezent, problema coeficientului dinamic din frînare n-a fost abordată sub aspect teoretic. În [4] sînt redate cîteva oscilograme ale vibrațiilor amorsate la frînarea mecanismului de ridicare a unui pod rulant, autorul rezumîndu-se la concluzia experimentală că amplitudinea acestor vibrații este de același ordin de mărime ca la începerea ridicării. În cele ce urmează, pornind de la un model simplificat al sistemului vibrator, se va deduce o expresie analitică a amplitudinii vibrației inițiate la frînare, trăgînd apoi un număr de concluzii pentru proiectare și exploatare.

1. Variația momentului de frînare

Pentru deducerea unei expresii matematice s-a înregistrat pe cale oscilografică modul cum momentul de frînare crește de la valoarea 0 (în momentul aplicării frînei) pînă la valoarea sa finală. Rezultatele sînt indicate în figura 1 (frînă comandată prin electromagnet) respectiv figura 2 (frînă cu ridicător electrohidraulic tip R80 fabricat UMT—Timișoara). Se constată că, în cazul frînei cu electromagnet (chiar dacă acesta are amortizor pneumatic), variația momentului de frînare poate fi asimilată cu un salt dreptun-

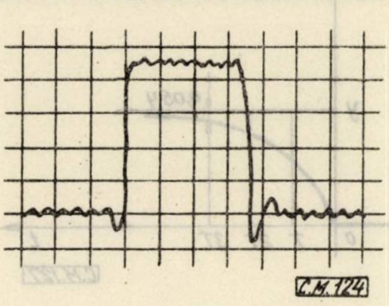


Fig. 1

ghiular (funcţie treaptă Heaviside, fig. 3). Din contra, în cazul frînei cu ridicător electrohidraulic curba de variaţie poate fi asimilată cu o exponenţială (fig. 4). Constanta de timp T a acestei exponenţiale, adică 1/3 din timpul în care se atinge 95 % din valoarea ordonatei asimptotei, depinde de temperatura (deci viscozitatea) uleiului din ridicător. La temperatura de 20 °C s-a găsit $T = 0{,}1$ s.

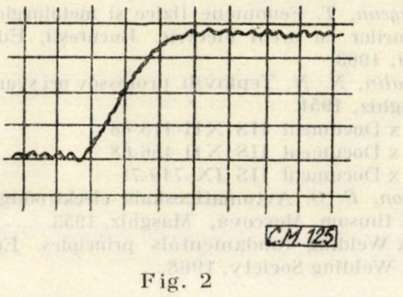


Fig. 2

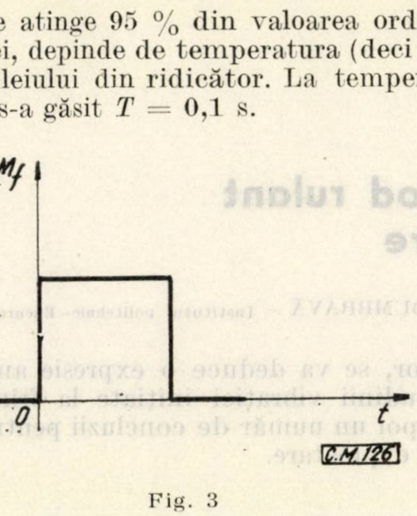


Fig. 3

Astfel fiind, variaţia în funcţie de timp a momentului de frînare poate fi exprimată prin relaţiile următoare :

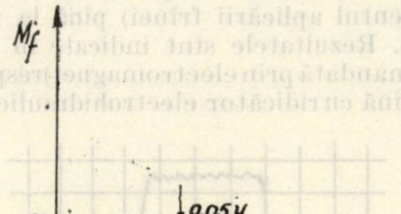


Fig. 4

— pentru frînele cu electromagnet :

$M_f = M.\Gamma(t)$, unde $\Gamma(t)$ = funcţia treaptă Heaviside ; (1)

— pentru frînele cu ridicător electrohidraulic :

$$M_f = M\left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right). \tag{2}$$

2. Modelul sistemului vibrator pod-cablu-sarcină

Un astfel de model a fost folosit în mai multe lucrări prin care s-au studiat fenomenele vibratoare de la *începerea* ridicării sarcinii [2, 3]. În cele ce urmează se vor folosi ca mase :

m_0—masa grinzii podului şi a căruciorului ; masa grinzii, în realitate uniform distribuită pe lungime, este înlocuită printr-o masă punctiformă situată la mijlocul grinzii, astfel ca împreună cu masa căruciorului să rezulte aceeaşi frecvenţă proprie. Condiţia este îndeplinită dacă se ia ca masă punctiformă 0,49 din masa uniform repartizată a podului [3], astfel că :

$$m_0 = 0{,}49\ m_{grindă} + m_{cărucior}\ ; \tag{3}$$

m_1 — masa motorului, cuplajului, roţilor dinţate şi tobei de cablu, toate reduse la periferia tobei cu diametrul D_t, deci :

$$m_1 = \frac{\sum \frac{G_i\, D_i^2}{4g} \cdot \frac{n_i^2}{n_t^2}}{\left(\frac{D_t}{2}\right)^2} \tag{4}$$

(indicii i referindu-se la toate masele rotative de la motor la tobă) ;

m_2 — masa sarcinii, inclusiv cîrligul cu mufla sa.

Ca rigidităţi ale elementelor elastice din sistem se consideră :

c_0 — rigiditatea grinzii podului ; cu săgeata f_0 sub sarcina Q rezultă :

$$c_0 = Q/f_0\ ; \tag{5}$$

c_1 — rigiditatea cablurilor care formează palanul. Pentru un cablu unic cu secţiunea A, lungimea l şi modulul de elasticitate E (la cabluri, în medie, $E = 1{,}25 \cdot 10^6$ kgf/cm²) rezultă $c_1 = E \cdot A/l$. Pentru l se poate lua circa ½ din înălţimea de ridicare maximă a podului, deoarece majoritatea frînărilor la ridicare se efectuează în jurul acestei înălţimi ; dacă palanul este „geamăn", se va lua A egal cu dublul secţiunii, iar dacă palanul are raportul de transmitere i, se va lua c_1 înmulţit cu i.

În calcul se va neglija elasticitatea transmisiei motor-tobă, precum şi amortizarea grinzii şi cablului, ele neinfluenţînd simţitor rezultatul urmărit. Modelul mecanic al sistemului vibrator compus din elementele de mai sus este reprezentat în figura 5, în care s-au ales — pozitive de

sus în jos — coordonatele vibrației amorsate de frînare precum urmează :
x_0 — coordonata mijlocului grinzii podului ;
x_1 — coordonata punctului de tangență a cablului pe tobă ;
x_2 — coordonata cîrligului cu sarcina.

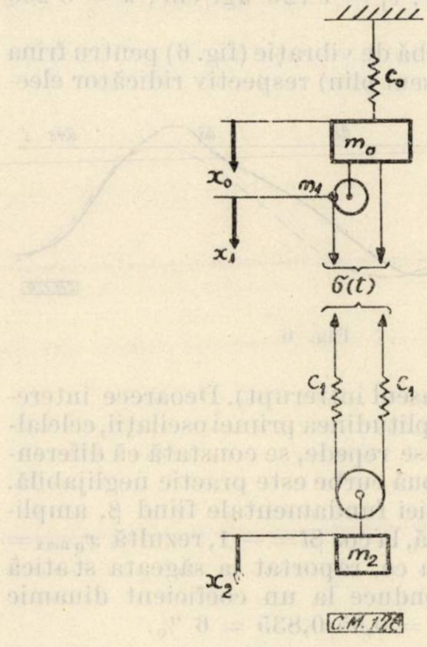


Fig. 5

Se va nota cu P_f forța de frînare raportată la periferia tobei (așa cum rezultă din fig. 3 respectiv fig. 4), deci :

$$P_f = M_f \, \eta_{reductor\text{-}tob\breve{a}} \cdot i_{reductor} \cdot \frac{2}{D_t}. \tag{6}$$

Dacă se cunoaște coeficientul de frînare λ, valoarea lui P_f rezultă și direct din relația :

$$P_f = \lambda \frac{Q}{i}, \tag{6 bis}$$

unde Q este sarcina nominală la cîrlig.

Cu $\sigma(t)$ se va nota forța, variabilă în timp, ce ia naștere în cabluri din cauza frînării și care se suprapune pe forța existentă normal în cabluri cînd funcționează mecanismul de ridicare.

În aceste condiții, efectul apariției forței de frînare se traduce prin următoarele ecuații diferențiale :

$$m_0 \ddot{x}_0 + c_0 x_0 = \sigma(t), \tag{7}$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = P_f + \frac{m_2 g}{i} + \frac{1}{i}\sigma(t), \tag{8}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -\sigma(t), \tag{9}$$

$$ic_1\left(x_2 - x_0 - \frac{x_1}{i}\right) = \sigma(t). \tag{10}$$

Ecuația (8) se referă la frînarea la ridicare, cînd forța de frînare are același sens cu forța de gravitație a sarcinii ; în cazul frînării la coborîre, forța de frînare schimbîndu-și sensul, rezultă :

$$m_1 \ddot{x}_1 = P_f - \frac{m_2 g}{i} - \frac{1}{i}\sigma(t). \tag{8 bis}$$

Condițiile inițiale ale vibrației declanșate de frînare sînt :

$$\text{la } t=0 : x_0 = 0 ; x_1 = 0 ; x_2 = 0 \text{ și } \dot{x}_0 = 0 ; \dot{x}_1 = 0 , \dot{x}_2 = 0. \tag{11}$$

Pentru rezolvarea problemei se folosesc metodele calculului operațional [7]. Trecînd peste dezvoltările matematice, se redau aci direct rezultatele obținute.

Cazul frînelor cu electromagnet

a) *Frînarea la ridicarea sarcinii.* Din ecuațiile (1) și (6) rezultă pentru forța de frînare funcția-treaptă (Heaviside) :

$$P_f = k\Gamma(t) \tag{12}$$

și calculul conduce la ecuația vibrației grinzii :

$$x_0(t) = \frac{c_1}{m_0 m_1}\left(k + \frac{m_2 g}{i}\right)\left[\frac{1-\cos \alpha t}{\alpha^2(\alpha^2-\beta^2)} - \frac{1-\cos \beta t}{\beta^2(\alpha^2-\beta^2)}\right], \tag{13}$$

în care :

$$\alpha^2 = \frac{b_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{b_1}{2}\right)^2 - b_2} \text{ și } \beta^2 = \frac{b_1}{2} - \sqrt{\left(\frac{b_1}{2}\right)^2 - b_2} \tag{14}$$

și :

$$b_1 = \frac{ic_1}{m_2} + \frac{ic_1}{m_0} + \frac{c_1}{im_1} + \frac{c_0}{m_0} \text{ și } b_2 = \frac{c_0 c_1}{m_0}\left(\frac{i}{m_2} + \frac{1}{im_1}\right). \tag{15}$$

b) *Frînarea la coborîrea sarcinii.* Ecuația (8) fiind în acest caz înlocuită prin (8 bis), se obține ecuația de vibrație :

$$x_0(t) = \frac{c_1}{m_0 m_1}\left(k - \frac{m_2 g}{i}\right)\left[\frac{1-\cos \alpha' t}{\alpha'^2(\alpha'^2-\beta'^2)} - \frac{1-\cos \beta' t}{\beta'^2(\alpha'^2-\beta'^2)}\right], \tag{16}$$

în care α' şi β', după cum se constată practic, diferă insensibil de α respectiv β, astfel că pot fi luate egale cu acestea. Dacă se introduce aşa-numitul ,,coeficient de frînare'' λ (ecuaţia 6 bis), cunoscut de la proiectarea frînelor :

$$\lambda = \frac{k}{m_2 g/i} = 1{,}75\ldots2{,}5,$$ ecuaţiile (13) şi (16)

devin :

$$x_0(t) = \frac{c_1}{m_0 m_1} \cdot \frac{m_2 g}{i}(\lambda \pm 1)\left[\frac{1 - \cos \alpha t}{\alpha^2(\alpha^2 - \beta^2)} - \frac{1 - \cos \beta t}{\beta^2(\alpha^2 - \beta^2)}\right] \tag{17}$$

(semnul + în cazul frînării la ridicare şi semnul — la coborîre). Se confirmă astfel faptul, constatat şi în exploatare, că vibraţiile au o amplitudine mai mare în cazul frînării la ridicare, acesta fiind deci şi cazul care trebuie considerat în calcule.

Cazul frînelor cu ridicător electrohidraulic

În acest caz în ecuaţia (8) se înlocuieşte $P_f = k\left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right)$ după cum rezultă din (2) şi (6), iar calculul operaţional conduce la ecuaţia de vibraţie :

$$x_0(t) = \frac{c_1}{m_0 m_1}\left(k + \frac{m_2 g}{i}\right)\left[\frac{1 - \cos \alpha t}{\alpha^2(\alpha^2 - \beta^2)} - \frac{1 - \cos \beta t}{\beta^2(\alpha^2 - \beta^2)}\right] - \frac{c_1}{m_0 m_1} \cdot \frac{1}{\alpha(\alpha^2 - \beta^2)} \cdot \frac{k T}{1 + \alpha^2 T^2}(\sin \alpha t - \alpha T \cos \alpha t) + \frac{c_1}{m_0 m_1} \cdot \frac{1}{\beta(\alpha^2 - \beta^2)} \cdot \frac{kT}{1 + \beta^2 T^2}(\sin \beta t - \beta T \cos \beta t) + \frac{c_1}{m_0 m_1} \cdot \frac{k T^4 e^{-\frac{t}{T}}}{(1 + \alpha^2 T^2)(1 + \beta^2 T^2)}, \tag{18}$$

în care se regăseşte acelaşi termen principal de vibraţie ca în ecuaţia (13), pe care se suprapun termeni proveniţi din variaţia exponenţială a impulsului.

Exemplu numeric

Fie un pod rulant de 3,2 tf, cu deschiderea de 13 m şi cu următoarele date : greutatea podului 4 407 kg ; greutatea căruciorului 1 850 kg ; coeficientul de frînare $\lambda = 2$; palan geamăn cu $i = 2$; secţiunea cablului 0,436 cm² ; $E_{cablu} = 1{,}25 \cdot 10^6$ kgf/cm² ; săgeata podului sub sarcina nominală 0,835 cm ; momentul de inerţie al maselor rotative ale mecanismului de ridicare, raportat la axa tobei, 25 295 kgf.cm.s² ; raza tobei 16,45 cm ; lungimea unei ramuri de cablu din palan 6,35 m. (S-a ales acelaşi pod rulant ca în lucrarea [3] spre a se putea face comparaţie cu vibraţiile amorsate la ridicarea sarcinii).

Din datele de mai sus rezultă următoarele mărimi de calcul : $m_0 = 4{,}1$ kgf·s²/cm ; $m_1 = 93{,}5$ kgf·s²/cm ; $m_2 = 3{,}26$ kgf·s²/cm ; $c_0 = 3\,850$ kgf/cm ; $c_1 = 1\,720$ kgf/cm ; $k = 3\,200$ kgf.

Rezultă o curbă de vibraţie (fig. 6) pentru frîna cu magnet (traseul plin) respectiv ridicător electrohidraulic (traseul întrerupt). Deoarece interesează numai amplitudinea primei oscilaţii, celelalte amortizîndu-se repede, se constată că diferenţa dintre cele două curbe este practic neglijabilă. Pulsaţia oscilaţiei fundamentale fiind β, amplitudinea maximă, la $\cos \beta t = -1$, rezultă $x_{0\,\max} = 0{,}05$ cm, ceea ce, raportat la săgeata statică sub sarcină, conduce la un coeficient dinamic din frînare $\psi_{fr} = 0{,}05/0{,}835 = 6\ \%$.

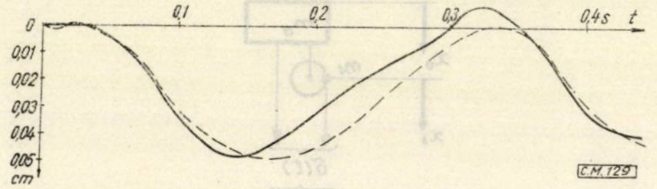


Fig. 6

Dacă, în loc de 6,35 m, distanţa sarcină-pod se ia de numai 3 m respectiv de 25m, valoarea lui ψ_{fr} nu variază decît cu cel mult ∓ 10 %, trecînd printr-un maximum (fig. 7). Conform ecuaţiei (17), ψ_{fr} creşte proporţional cu coeficientul de frînare, devenind de 10 % dacă $\lambda = 4$, deci atingînd în acest caz valoarea lui $\psi_{ridicare}$. Calcule efectuate în mod analog pentru grinzi rulante de 1 tf şi poduri rulante de 50 tf conduc la rezultate similare, şi anume tot la $\psi_{fr} = 5$ — 6 % în cazul unor coeficienţi de frînare normali.

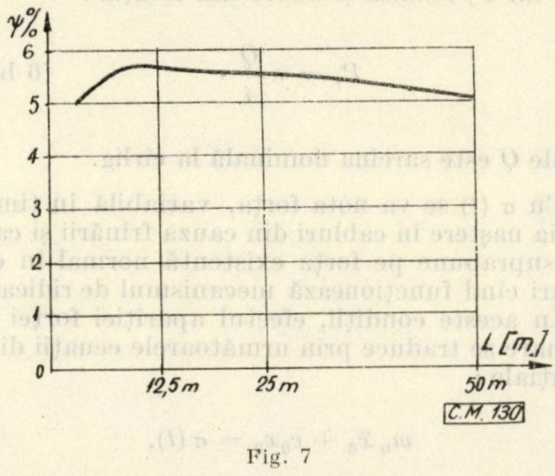


Fig. 7

Asemănarea rezultatelor la poduri atît de diferite se explică prin faptul că termenii componenţi ai lui b_1 şi b_2 (ecuaţia 15) nu variază mult de la un pod la altul, din motive constructive.

3. Concluzii

1. Vibrația amorsată de frînare este mai accentuată la ridicare decît la coborîre.

2. Amplitudinea acestei vibrații este direct proporțională cu coeficientul de frînare efectiv este foarte puțin influențată de înălțimea sarcinii în momentul frînării și nu depinde de loc de viteza de ridicare sau coborîre a sarcinii.

3. La un reglaj normal al frînei, coeficientul dinamic din frînare nu depășește circa 6 %, fiind deci mai mic decît coeficientul dinamic de ridicare standardizat.

4. Pentru ca însă ψ_{fr} să nu egaleze sau chiar să depășească pe $\psi_{ridicare}$ admis la proiectarea mașinii de ridicat respective, este necesară o reglare corectă a arcurilor frînei sau ridicătorului astfel ca să se respecte valoarea normală a coeficientului de frînare λ. Acest lucru este important deoarece arcurile în chestiune permit să se atingă cu ușurință valori ale lui λ de 2—3 ori mai mari, care pot deveni periculoase pentru durabilitatea construcției portante.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lütteroth, A.* Dynamische Kräfte an Kranen beim Heben und Senken der Last. În : Hebezeuge und Fördermittel, nr. 8 și 9/1962.
[2] *Cranz, O.* Schwingbeiwerte von Kran-Stahlkonstruktionen . În : Fördern und Heben, nr. 10/1954.
[3] *Körber, K.* Dynamische Beanspruchung der Brückenkrane beim Lastanheben. În : Hebezeuge und Fördermittel, nr. 4/1965.
[4] *Ernst, L.* Massenkräfte in Laufkatzen, Brücken- und Portalkranen beim Heben und Senken der Hublast. În : Hebezeuge und Fördermittel, nr. 1/1970
[5] STAS 8290—69.
[6] Standardul R.D.G. TGL-13470.
[7] *Weigand, A.* Einführung in die Berechnung mechanischer Schwingungen, vol. II, Berlin, 1958, Verlag Technik.

CZ 621.96 3

Decuparea de precizie

Ing. Cezar ZUGRAVU și ing. Lazăr CROITORU de la Fabrica de rulmenți – Bîrlad

Procedeul decupării de precizie este cunoscut, ca principiu, de acum o jumătate de secol, constituind obiectul unui brevet de invenție.

Aplicarea sa însă pe scară industrială nu s-a făcut decît în ultimele două decenii, o dată cu progresul înregistrat în construcția mașinilor-unelte.

Ca principiu, acesta se rezumă la blocarea puternică a materialului în zona de tăiere, împiedicînd orice deplasare a lui în afara conturului de tăiere, în timpul decupării propriu-zise.

După cum se vede în figura 1, la decuparea convențională a unui disc cu diametrul mult mai mare decît grosimea, materialul are tendința de curbare la începutul operației.

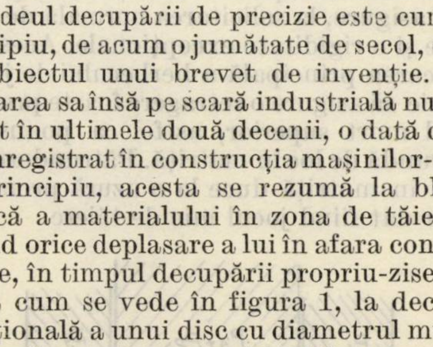


Fig. 1. Îndoirea tablei la decupare pe o ștanță fără ejector și placă de presiune :

a – poanson; *b* – tablă de decupat *c* – matriță,

Cele două suprafețe, de formă inelară, transmit efortul de decupare : cea a poansonului (acțiunea) și cea a matriței (reacțiunea).

Tensiunea fibrelor de material care sînt supuse tracțiunii sporesc tensiunile interne ale zonei de tăiere, iar ruptura dintre disc și foaia de tablă, de-a lungul liniei de tăiere a matriței, este provocată înainte ca poansonul să traverseze complet matrița.

Conform noului principiu, la decuparea fină (fig. 2) se poate observa că tabla nu se poate îndoi în timpul decupării discului, ea fiind blocată pe exterior de către matriță și o placă de presiune, iar pe interior de către poanson și ejector.

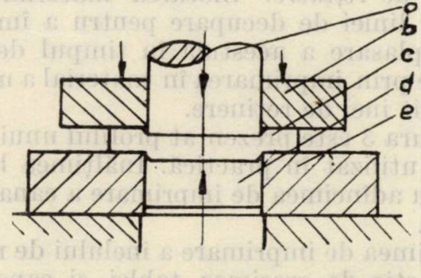


Fig. 2. Principiul decupării fine pe o ștanță prevăzută cu ejector și placă de presiune :

a—poanson; *b* – placă de presiune; *c* – table de decupat ; *d* – ejector ; *e* – matriță,

Se știe că aspectul unei suprafețe de tăiere este influențat de valoarea jocului dintre poanson și matriță (jocul de tăiere).

Raportul dintre zona de deformație (zona curată) și zona de ruptură la o piesă decupată poate să varieze, mărind sau micșorînd acest joc de tăiere. Pentru un joc de tăiere redus va creşte zona de deformare (curată) în detrimentul zonei de ruptură.

Prin procedeul de decupare fină zona de ruptură va dispărea complet, urmînd a se obţine piese decupate a căror suprafaţă de tăiere este perfect netedă.

Astfel, în cazul decupării de precizie, jocul de tăiere optim, funcţie de grosimea tablelor, este de 0,005—0,020 mm, adică de 3—5 ori mai mic decît jocul de tăiere la o tăiere convenţională. Decuparea de precizie se aplică astăzi pentru piese din tablă începînd cu grosimea de 0,7 mm pînă la 14 mm. Precizia de execuţie se poate încadra în clasele H6—H8 (ISO), iar rugozitatea suprafeţei de tăiere este în cazul oţelului de 1,6 μ, iar la alte materiale chiar de 0,8 μ.

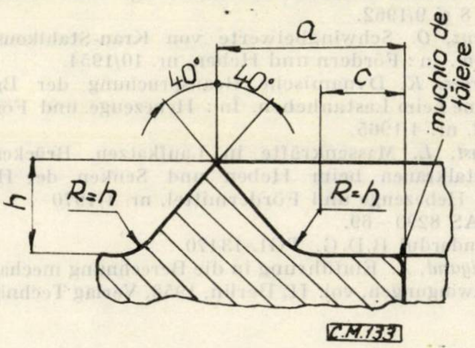


Fig. 3. Profilul inelului de reţinere.

Avînd în vedere recenta introducere a acestui prodeceu în ţara noastră, cum şi lipsa unei terminologii consacrate procesului, vom prezenta mai jos unele aspecte ce concură la aplicarea lui cu rezultate satisfăcătoare, folosind termenii ce ni s-au părut cei mai adecvaţi.

Inelul de reţinere. Blocarea materialului pe conturul liniei de decupare pentru a împiedica orice deplasare a acestuia în timpul decupării se obţine prin imprimarea în material a unui canal numit inel de reţinere.

În figura 3 este prezentat profilul unui inel de reţinere utilizat în practică. Înălţimea h corespunde cu adîncimea de imprimare a canalului în material.

Adîncimea de imprimare a inelului de reţinere este funcţie de grosimea tablei şi capacitatea de deformare a materialului decupat.

Astfel, adîncimea de imprimare variază între $\frac{1}{5}$ din grosimea tablei pentru un material cu capacitate mare de deformare (OL 34, OL 38, Cu, Al, OLC 15) şi $\frac{1}{3}$ din grosimea tablei pentru un material cu capacitate de deformare mai redusă (Rul. 1, oţeluri aliate).

Nervura ce imprimă inelul de reţinere poate fi dispusă numai pe placa de presiune sau atît pe placa de presiune cît şi pe matriţă (în cazul tablelor mai groase). Pentru grosimi de tablă pînă la 3 mm, acest inel este prevăzut numai pe placa de presiune, iar peste 3 mm sînt prevăzute nervuri de imprimare a inelului de reţinere, atît pe placa de presiune cît şi pe matriţă.

Dispunerea inelului de reţinere în raport cu muchia de tăiere se bazează pe practică şi experienţă.

O adîncime mică a inelului de reţinere plasat în apropierea liniei de tăiere are acelaşi efect ca şi un inel de reţinere adînc plasat la o oarecare distanţă de linia de tăiere.

În cazul cînd atît placa de presiune cît şi matriţa sînt prevăzute cu nervură de imprimare, se consideră drept forţă de imprimare forţa necesară pentru imprimarea nervurii cu cea mai mare înălţime.

Presele pentru decupare fină. Dat fiind principiul procedeului, acesta se poate realiza numai pe o presă cu triplu efect.

În afară de forţa de decupare propriu-zisă P_3 mai sînt necesare alte două forţe, forţa pentru imprimarea inelului de reţinere P_1 şi o forţă antagonistă P_2, de contrapresiune, folosită pentru blocarea materialului (fig. 4).

Toate aceste forţe trebuie să fie reglabile independent şi fără trepte.

Avînd în vedere valoarea redusă a jocului de tăiere, 0,005—0,02 mm, cum şi faptul că forţele ce solicită sculele sînt de 1,5—2 ori mai mari decît în cazul unei decupări convenţionale, presa trebuie să asigure, la solicitarea normală de lucru, o precizie şi o rigiditate excepţionale. Aceste prese au mişcarea principală a berbecului de jos în sus şi trebuie să asigure o retragere foarte precisă din punctul mort superior, astfel ca poansonul să nu pătrundă de loc în matriţă. Pătrunderea poansonului în matriţă duce la o uzură prematură a sculelor dat fiind jocul mic de tăiere.

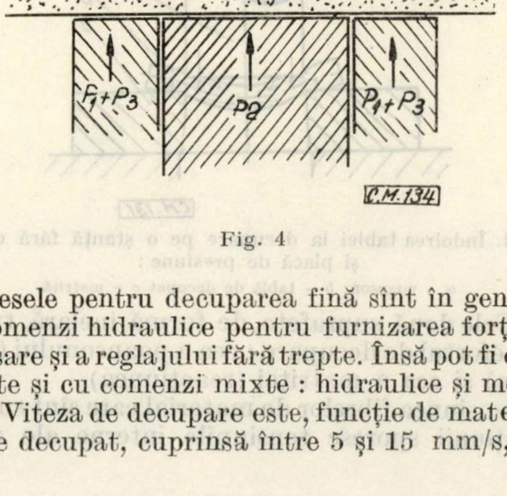


Fig. 4

Presele pentru decuparea fină sînt în general cu comenzi hidraulice pentru furnizarea forţelor necesare şi a reglajului fără trepte. Însă pot fi construite şi cu comenzi mixte : hidraulice şi mecanice. Viteza de decupare este, funcţie de materialul de decupat, cuprinsă între 5 şi 15 mm/s, în timp ce cursele de apropiere şi de retragere se fac cu viteză mai mare. Cadenţa de lucru a unei prese de decupare fină poate fi reglată de la 10 la 120 curse/min.

Construcţia sculelor. Spre deosebire de decuparea convenţională la care muchiile active sînt ascuţite, la decuparea fină muchiile active ale matriţei sînt rotunjite funcţie de grosimea materialului $R = (5-10\ \%)\ s$ (fig. 5). La perforarea găurilor, muchia poansonului de perforat trebuie şi ea rotunjită cu aceleaşi valori. În anumite cazuri se execută o teşire a muchii poansonului sub un unghi de 30°.

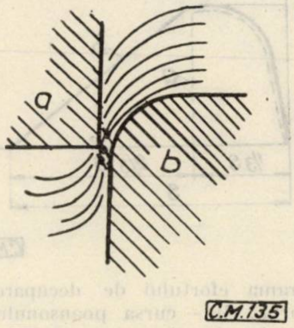


Fig. 5. Deformarea materialului la decuparea fină cu muchia rotunjită a matriţei, la sfîrşitul procesului de tăiere : *a* – poanson ; *b* – matriţă.

Neexecutarea acestor raze provoacă fisuri sau rupturi pe suprafaţa de tăiere.

Razele prea mari provoacă o reducere a durabilităţii sculelor.

La construcţia sculelor pentru decupare fină trebuie să se ţină seamă de următorii factori :

a) principiul de lucru ;

b) presiunile ridicate la care sînt supuse ;

c) jocul de tăiere redus între poanson şi matriţă.

După principiul de lucru acestea sînt de două feluri :

— cu poanson fix şi

— cu poanson mobil.

Din figura 6, în care este arătat un bloc de scule cu poanson fix, se observă că placa de presiune 7 este mobilă, acţionată fiind de buloanele de presiune 16 ce servesc la imprimarea inelului de reţinere.

La un bloc de scule cu poanson mobil, placa de presiune este fixă, iar poansonul are o mişcare pe verticală cu o cursă limitată.

Durabilitatea sculelor active depinde de capacitatea de deformare şi proprietăţile mecanice ale materialului, de precizia de execuţie a sculelor, precum şi de calitatea tratamentului termic.

Ţinînd seamă de faptul că decuparea fină este astăzi utilizată la o gamă foarte variată de piese, cele mai mari dificultăţi întîlnite la executarea sculelor sînt :

a) obţinerea unei indentităţi absolute a profilului de la poanson, matriţă, placă de presiune şi ejectoare ;

b) poziţionarea corectă a celor patru piese menţionate mai sus, una în raport cu cealaltă, în cadrul blocului de scule ;

c) execuţia pieselor active (poanson, matriţă) cu abateri de formă (ovalitate, conicitate) foarte restrînse (3–5μ).

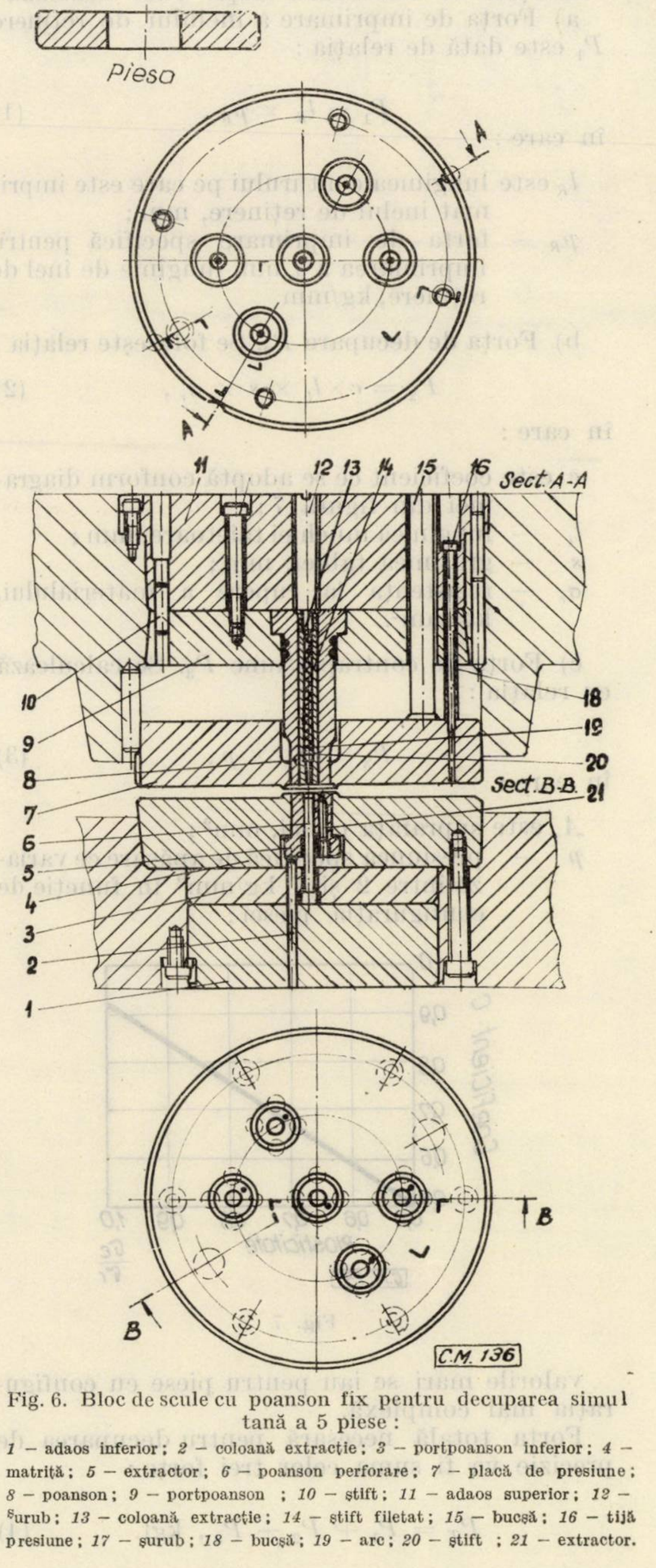


Fig. 6. Bloc de scule cu poanson fix pentru decuparea simultană a 5 piese :

1 – adaos inferior ; *2* – coloană extracţie ; *3* – portpoanson inferior ; *4* – matriţă ; *5* – extractor ; *6* – poanson perforare ; *7* – placă de presiune ; *8* – poanson ; *9* – portpoanson ; *10* – ştift ; *11* – adaos superior ; *12* – şurub ; *13* – coloană extracţie ; *14* – ştift filetat ; *15* – bucşă ; *16* – tijă presiune ; *17* – şurub ; *18* – bucşă ; *19* – arc ; *20* – ştift ; *21* – extractor.

Calculul forțelor necesare. După cum am văzut mai sus, în procesul de decupare intervin trei forțe :

a) forța de imprimare a inelului de reținere P_1 ;

b) forța de decupare propriu-zisă P_2 ;

c) forța de contrapresiune P_3.

Forțele se calculează după cum urmează :

a) Forța de imprimare a inelului de reținere P_1 este dată de relația :

$$P_1 = l_R \times p_R, \tag{1}$$

în care :

l_R este lungimea conturului pe care este imprimat inelul de reținere, mm ;

p_R — forța de imprimare specifică pentru imprimarea a 1 mm lungime de inel de reținere, kg/mm.

b) Forța de decupare P_2. Se folosește relația :

$$P_2 = c \times l_t \times s \times \sigma_r, \tag{2}$$

în care :

c este coeficient ce se adoptă conform diagramei din figura 7 ;

l_t — lungimea muchiei tăietoare, mm ;

s — grosimea tablei, mm ;

σ_r — rezistența la rupere a materialului, kg/mm².

c) Forța de contrapresiune P_3. Se calculează cu relația :

$$P_3 = A_p \times p, \tag{3}$$

în care :

A_p este suprafața piesei, mm² ;

p — presiunea specifică de apăsare ce variază între 2 și 7 kg/mm² în funcție de configurația piesei ;

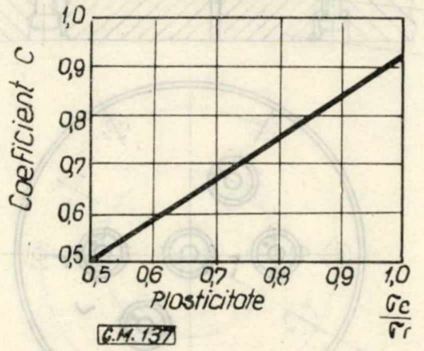


Fig. 7

valorile mari se iau pentru piese cu configurația mai complexă.

Forța totală necesară pentru decuparea de precizie va fi suma celor trei forțe :

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3, \text{ kgf.} \tag{4}$$

Această forță totală ne indică în ce măsură presa care o avem la dispoziție poate efectua decuparea de precizie a piesei respective.

În cazul cînd aceasta depășește capacitatea presei, se poate interveni asupra construcției sculelor, respectiv micșorînd dimensiunile inelului de reținere și plasîndu-l atît pe placa de presiune cît și pe matriță, reducînd astfel valoarea forței P_1.

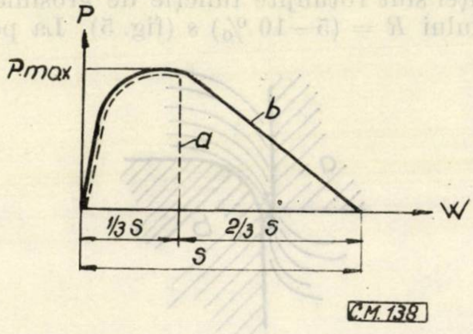


Fig. 8. Diagrama efortului de decupare : s — grosimea tablei ; p — Forța ; W — cursa poansonului ; a — decupare convențională (joc de tăiere normal) b — decupare fină.

Lucrul mecanic de decupare. În timpul operației de decupare a unei piese, lucrul mecanic necesar se transformă în căldură. Această căldură se găsește localizată, în cea mai mare parte, în zona de tăiere datorită deformării cristalelor.

Curba efortului pentru decupare este reprezentată schematic în figura 8. Suprafața încadrată de către abscisă și curba a reprezintă lucrul mecanic necesar pentru decuparea după metoda decupării convenționale, iar suprafața formată de abscisă și curba b , lucrul mecanic necesar pentru decuparea fină.

Lucrul mecanic furnizat, și deci căldura rezultantă, este de circa două ori mai mare pentru decuparea fină decît pentru cea convențională.

Lucrul mecanic pentru decuparea fină (fig. 8) se poate calcula aproximativ cu formula :

$$L = \frac{1}{2} P_{\max} \ s = \frac{1}{2} l \cdot s^2 \cdot \tau, \tag{5}$$

în care :

L este lucrul mecanic de decupare, kgm ;

P — forța de decupare, kgf ;

s — grosimea tablei, m ;

l — lungimea muchiei de tăiere, m ;

τ — rezistența la forfecare, kg/m².

Cantitatea de căldură corespunzătoare lucrului mecanic de decupare este calculată cu relația :

$$Q = A \cdot L = A \cdot l \cdot s^2 \cdot \tau. \tag{6}$$

În această relație :

Q este cantitatea de căldură, kcal ;

A — echivalentul mecanic al căldurii $\frac{1}{427}$, $\frac{\text{kcal}}{\text{kgm}}$.

Dacă decuparea este efectuată rapid, deci dacă viteza de decupare este mare, căldura dezvoltată rămîne acumulată în zona de tăiere atît pe piesă cît şi pe deşeu, ceea ce dă o creştere a cantităţii de căldură în zona de tăiere, dată de relaţia :

$$\Delta t = \frac{\Delta Q}{V \cdot \gamma \cdot c} = \frac{A \cdot l \cdot s^2 \tau}{2 \cdot l \cdot sb \cdot \gamma \cdot c} = \frac{s}{b} \cdot \frac{A \cdot \tau}{2 \cdot \gamma \cdot c},$$

în care :

Δt este creşterea cantităţii de căldură, °C ;
V — volumul zonei de tăiere, m^3 ;
γ — greutatea specifică, kg/m^3 ;
c — căldura specifică, kcal/kg°C ;
b — acţiunea zonei de tăiere a piesei şi a deşeului, m.

După cum se vede din figura 8, cea mai mare cantitate de căldură este produsă în cursul primei jumătăţi a operaţiei. Se impune deci, pentru a avea o creştere minimă a temperaturii în zona de tăiere, o reducere a vitezei de tăiere la efectuarea primei jumătăţi a operaţiei.

Exemplu. Pentru un oţel cu $\sigma = 30$ kg/mm² şi grosimea $s = 4$ mm, pe o adîncime de tăiere de 0,5 mm, după formula de mai sus se produce o creştere de temperatură :

$$\Delta t = \frac{4 \times 10^{-3} \times 30 \times 10^6}{5 \times 10^{-4} \times 2 \times 427 \times 7{,}85 \times 10^3 \times 0{,}11} = 325°\text{C}.$$

Creşterea Δt este deci proporţională cu raportul $\frac{s}{b}$.

O solicitatea calorică mai mică a sculelor de tăiere, în special în prima parte a operaţiei, permite o creştere a durabilităţii sculelor.

Concluzii. 1. Decuparea de precizie se poate realiza respectînd jocul de tăiere de 0,005 — — 0,02 mm şi utilizînd prese speciale.

2. Sînt apte pentru decuparea de precizie toate metalele avînd o capacitate de deformare, cele mai utilizate fiind oţelurile de construcţie OL 34, OL 42, OL 50, oţelurile de cementare OLC 10, OLC 15, oţelurile inoxidabile şi rezistente la acizi, cupru, alamă cu conţinut de cupru de minimum 67%, aluminiul şi aliajele sale etc.

O sporire a conţinutului de carbon şi a elementelor de aliere diminuează capacitatea de deformare. Totuşi, s-au obţinut rezultate satisfăcătoare şi cu oţeluri avînd conţinut de C >0,7 % şi alte elemente de aliere, influenţînd bineînţeles durabilitatea sculelor.

Oţelurile ce par a avea aceleaşi proprietăţi mecanice şi aceeaşi compoziţie chimică pot să nu aibă aceeaşi capacitate de deformare, ceea ce influenţează probabil cel mai mult capacitatea de deformare fiind structura cristalină a metalului.

3. Acest procedeu s-a răspîndit la executarea diferitelor detalii din industria de aparate, în construcţiile de maşini, precum şi în industria de rulmenţi, obţinîndu-se reduceri ale consumului de material şi ale multor operaţii de aşchiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Guidi, A.* Découpage fin. Brügg (Elveţia), 16 pag.
[2] *Singer, H.* Vortrag bei der Feintool-Feinstanztagung Neu -Isenburg. 1970.
[3] *Romanovski, V. P.* Stanţarea şi matriţarea la rece. Bucureşti, Ed. tehnică, 1970.
[4] Découpage fin — Information, nr. 2, 3, 4, 8, 9. Editura Feintool AG 3250 Lyss/Elveţia.

CZ 629.113 – 592.073

Influenţa parametrilor constructivi ai automobilului asupra stabilităţii sale la frînare

Dr. ing. Aurel P. STOICESCU – Institutul politehnic – Bucureşti

Deşi la sistemele de frînare moderne se asigură forţe de acţionare a saboţilor respectiv egale pentru roţile de la aceeaşi punte, totuşi forţele de frînare nu sînt întotdeauna egale (coeficienţii de aderenţă se presupun egali). Una din cauzele principale care generează acest fenomen este sensibilitatea mărită a eficiacităţii frînelor la variaţia coeficientului de frecare al materialelor de fricţiune [7]. După cum se ştie, sensibilitatea la variaţia coeficientului de frecare este mare pentru frînele cu raport de transmitere interior mare, adică pentru frînele cu autoamplificare. Soluţia constructivă amintită fiind frecvent utilizată, îndeosebi pentru puntea din faţă a autoturismelor, studiul mişcării automobilului sub influenţa momentului destabilizator produs de forţe de frînare inegale este cu atît mai necesar.

O analiză detaliată a metodelor folosite în literatura de specialitate pentru studiul stabilităţii automobilului frînat cu dezechilibrare este efectuată în lucrările [9, 10]. Tot în aceste lucrări se propune o nouă metodă de studiu, prin care se ia în considerare elasticitatea mecanismului de direcţie, frecarea uscată, frecarea vîscoasă, precum şi jocul din acest mecanism.

În lucrarea de faţă se examinează influenţa diverşilor parametri constructivi ai automobilului asupra stabilităţii la frînarea cu dezechilibrare. În acest scop se folosesc metoda şi indicaţiile prezentate detaliat în [10].

Întrucît ecuaţiile de mişcare sînt neliniare [10], nu este posibil să se evidenţieze influenţa parametrilor constructivi din simpla analiză a acestora, sub forma generală. De aceea va trebui să se considere exemple numerice concrete, în mai multe variante, şi să se soluţioneze efectiv ecuaţiile de mişcare. Pentru înlăturarea dificultăţilor legate de rezolvarea ecuaţiilor neliniare, cu numeroase variabile, s-a folosit calculatorul analogic. Metoda de programare şi schemele utilizate sînt cele arătate în [10].

Notaţiile principale folosite în continuare sînt:

n — distanţa de la punctul de intersecţie al axei pivotului cu calea pînă la dreapta din planul căii, normală la axa longitudinală, şi care trece prin centrul petei de contact al roţii nevirate;
r_0 — raza de rotire în jurul pivotului a roţii directoare;
y — deplasarea laterală a centrului de greutate al automobilului faţă de dreapta iniţială, înainte de începerea frînării;
v — viteza centrului de greutate al automobilului;
α — unghiul dintre viteza v şi axa longitudinală a automobilului;
β — unghiul mediu de virare al roţilor de direcţie în jurul pivoţilor (pozitiv în sensul direct trigonometric);
β_0 — jocul din mecanismul de direcţie;
ε — unghiul dintre axa longitudinală a automobilului şi direcţia iniţială de mişcare, înainte de începerea frînării;
ω — viteza unghiulară de rotaţie a întregului automobil în raport cu o direcţie fixă din planul căii;
I_d — momentul de inerţie al roţii directoare cu părţile aferente în raport cu axa pivotului;
k_d — rigiditatea mecanismului de direcţie;
h_d — coeficientul momentului frecării vîscoase din mecanismul de direcţie.
M_f — momentul de frecare uscată din mecanismul de direcţie;
t — timpul.

Punctele deasupra unei variabile desemnează derivata acesteia în raport cu timpul.

Pentru efectuarea calculelor se consideră un autoturism de clasă mijlocie cu următoarele date caracteristice:

— greutatea totală: 1 600 kgf; masa roţii directoare — 5,3 kgf.m^{-1}.s^2; momentul de inerţie al automobilului în jurul axei verticale ce trece prin centrul său de greutate — 250 kgf.m.s^2; $I_d = 0{,}145$ kgf.m.s^2; factorul aerodinamic pe direcţia axei longitudinale — 0,0467 kgf.m^{-2}.s^2; factorul de creştere al forţei aerodinamice laterale — 0,27 kgf.m^{-2}.s^2.rad ; factorul aerodinamic pe direcţia verticală — 0,0356 kgf.m^{-2}.s^2.rad^{-1}; factorul momentului aerodinamic de tangaj — 3,85.10^{-3} kgf.m^{-1}.s^2; factorul de creştere al momentului aerodinamic în jurul axei verticale din centrul de greutate — 0,218 kgf.m^{-1}.s^2.rad^{-1}; ampatamentul — — 2,70 m; calea — 1,42 m; coeficientul de repartizare al forţelor de frînare — 0,59; coeficientul de aderenţă — 0,90.

$k_d = 800^{-1}$ kgf.m.rad^{-1}; $h_d = 4{,}8$ kgf.m.s.rad^{-1}; $M_f = 5$ kgf.m;

$\beta_0 = 0{,}874.10^{-2}$ rad (0,50); $n = 0{,}01$ m; $r_0 = 0{,}04$ m.

S-a presupus că automobilul este echipat cu pneuri identice în faţă şi în spate, de dimensiuni 6,40—13, cu caracteristicile la deviere date în [5]. La determinarea constantelor pneurilor [10] s-au adoptat valori puţin diferite de cele indicate în [2] în scopul realizării unei mai bune coincidenţe cu datele experimentale în zona unghiurilor mici de deviere.

Pentru mărimile care caracterizează mecanismul de direcţie s-au luat date din [3, 4, 6], iar pentru datele privitoare la factorii aerodinamici s-a folosit în special lucrarea [1].

Se consideră două variante de bază: una pentru care încărcarea statică la puntea din faţă reprezintă 55% din greutatea totală, iar cealaltă la care încărcarea statică la aceeaşi punte este de 45%. Prima variantă corespunde automobilului cu subvirare în regim uniform, iar cealaltă automobilului cu supravirare în regim uniform.

La varianta cu subvirare s-a studiat mişcarea automobilului atît în prezenţa neliniarităţilor din mecanismul de direcţie (frecarea uscată şi jocul), cît şi în lipsa acestora. De asemenea, tot la varianta cu subvirare, atît la modelul neliniar, cît şi la cel liniar, s-au examinat şi alte subvariante obţinute prin modificarea succesivă a unuia din următorii parametri (celelalte caracteristici au valorile de la varianta de bază): k_d, h_d, M_f, β_0. Valorile acestor parametri sînt arătate în tabela 1.

Pentru a pune în evidenţă şi influenţa timpului de creştere a forţei de frînare s-au considerat două cazuri: cînd forţa creşte brusc şi cînd forţa creşte liniar pînă la valoarea finală. În al doilea caz s-a adoptat pentru timpul de creştere a forţei valoarea $t_0 = 0{,}12$ s.

La toate variantele examinate s-au considerat viteza iniţială de frînare $v = 28$ m.s^{-1} şi deceleraţia $\dot{v} = -3{,}0$ m.s^{-2}. S-au adoptat aceleaşi

Tabela 1

Parametrul modificat	Valoarea parametrului	
	Modelul neliniar	Modelul liniar
k_d' kgf.m.rad^{-1}	400	400
	1 600	1 600
	∞	∞
h_d' kgf.m.s.rad^{-1}	0	0
	10	10
M_f' kgf.m	2,5	0
	10	0
$2I_d'$ kgf.m.s^2	1,5×0,290	1,5×0,290
β_0, rad.	0,874.10^{-2}	0

dezechilibrări ale frînelor, atît la puntea din față, cît și la puntea din spate, cu valoarea de 30%.

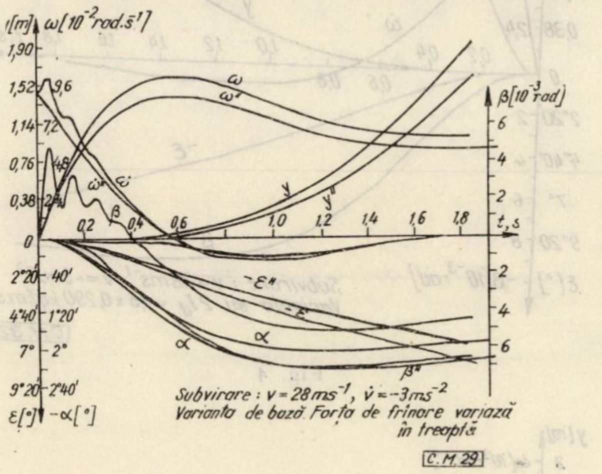
Pentru rezolvarea problemei s-a utilizat un calculator analogic tip MEDA–TA+TB. Mașina de calculat MEDA este un calculator analogic universal de curent continuu, tranzistorizat și stabilizat cu chopper.

Precizia calculatorului este de 0,05%, ceea ce îl situează în categoria calculatoarelor de înaltă precizie. Tensiunea sa de referință are valoarea de ±10 V.

În scopul efectuării unei analize amănunțite a comportării automobilului s-a procedat la înregistrarea diferitelor mărimi obținute pe calculatorul analog. Aceasta s-a făcut cu ajutorul unui înregistrator cu peniță, de tipul BAK, pe hîrtie milimetrică. Etalonarea dispozitivului de înregistrare a fost făcută astfel ca la 10 V să corespundă o deplasare a peniței de 10 cm pe ordonată și, respectiv, 25 cm pe abscisă. Cea din urmă corespunde timpului de calcul pe mașină de 100 s (timp real –2 s). Baza de timp s-a obținut de la un integrator care realizează 10 V după 100 s.

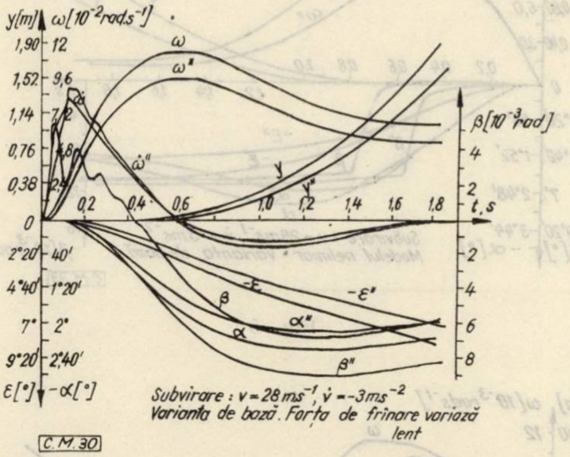
Rezultatele cele mai importante ale înregistrărilor făcute sînt reprezentate în figurile 1–9, în care, după prelucrările corespunzătoare, s-au trecut direct unitățile de măsură și valorile mărimilor respective. Pe lîngă deplasarea laterală și rotirea automobilului, care caracterizează în ultimă instanță stabilitatea în condițiile de aici, s-au mai înregistrat și alte mărimi cu ajutorul cărora se pot scoate în evidență anumite caracteristici ale mișcării studiate.

Din examinarea tuturor curbelor rezultă că atît deplasarea, cît și rotirea automobilului, prezintă o anumită întîrziere în raport cu momentul în care se începe frînarea. La modelul liniar, întîrzierea lui y este de 0,40 s, în timp ce întîrzierea lui ε este de aproximativ 0,08 s, dacă forța de frînare este aplicată brusc. Dacă forța de frînare variază lent, întîrzierile cresc avînd valorile de 0,504 s și, respectiv, 0,12 s.



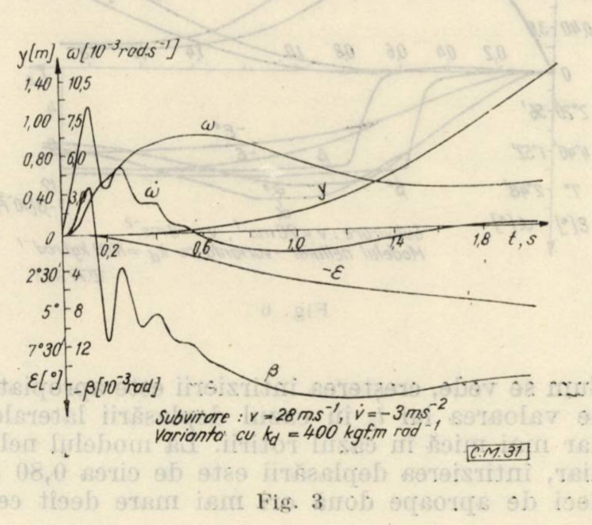
Subvirare: $v = 28\,ms^{-1}$, $\dot{v} = -3\,ms^{-2}$
Varianta de bază. Forța de frînare variază în treaptă

Fig. 1



Subvirare: $v = 28\,ms^{-1}$, $\dot{v} = -3\,ms^{-2}$
Varianta de bază. Forța de frînare variază lent

Fig. 2



Subvirare: $v = 28\,ms^{-1}$, $\dot{v} = -3\,ms^{-2}$,
Varianta cu $k_d = 400$ kgf.m rad^{-1}

Fig. 3

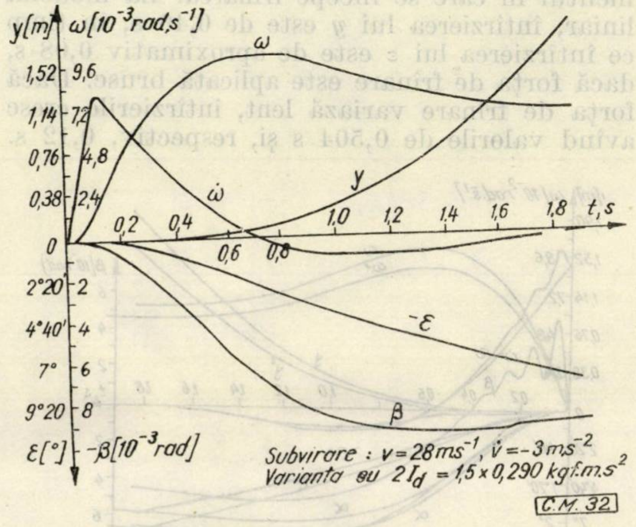


Fig. 4

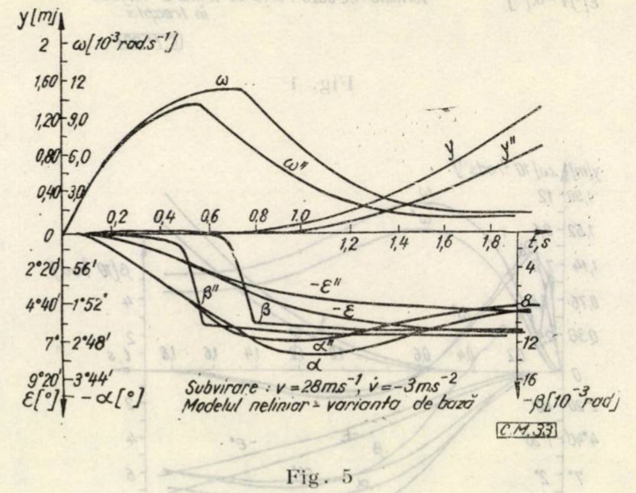


Fig. 5

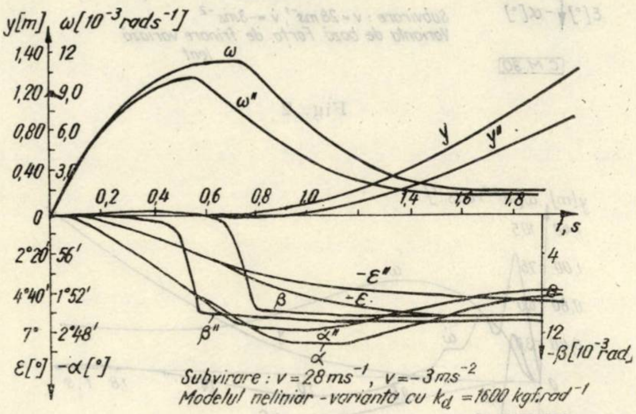


Fig. 6

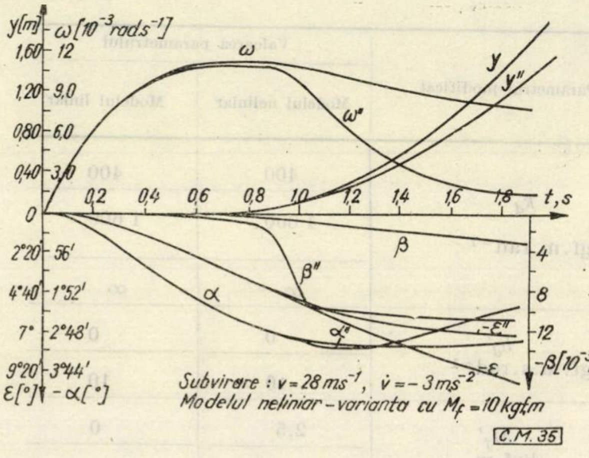


Fig. 7

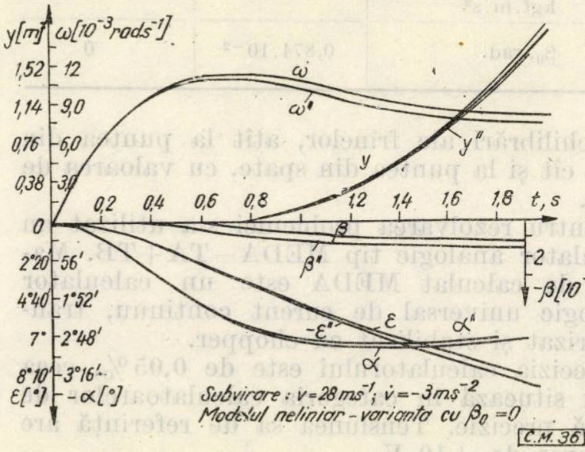


Fig. 8

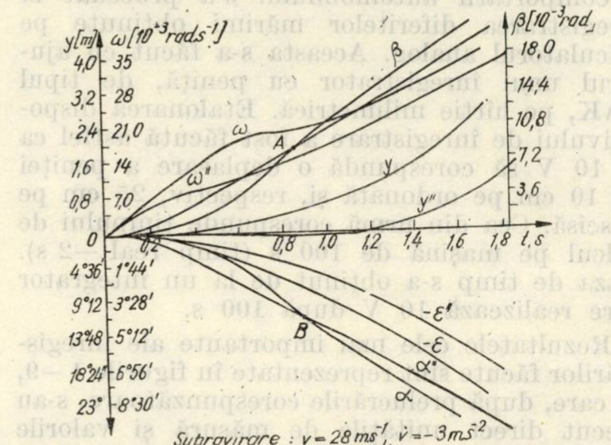


Fig. 9

Cum se vede, creşterea întîrzierii este apropiată de valoarea lui t_0 în cazul deplasării laterale, dar mai mică în cazul rotirii. La modelul neliniar, întîrzierea deplasării este de circa 0,80 s, deci de aproape două ori mai mare decît cea de la modelul liniar. Ceea ce contribuie în mare măsură la creşterea întîrzierii este existenţa frecării uscate. Acest lucru se poate constata din figura 8, din care rezultă că, în cazul frecării uscate de valoare mică, întîrzierea este apropiată de cea a modelului liniar (jocul din mecanism n-are practic influenţă asupra întîrzierii. În ce priveşte întîrzierea lui ε, se constată că este puţin afectată de neliniarităţi.

Într-o serie de figuri sînt indicate şi curbele trasate în situaţia cînd momentul rezultant al forţelor de frînare de la puntea din faţă în jurul pivoţilor este nul (momentul acestor forţe în raport cu centrul de greutate al automobilului îşi păstrează valoarea). În felul acesta se exclude *influenţa directă* a mecanismului de direcţie, care se poate realiza fie prin existenţa dezechilibrării numai la roţile din spate, fie prin anularea lui r_0. Chiar dacă $r_0 = 0$, sau dacă nu există dezechilibrare la puntea din faţă, se manifestă o influenţă a mecanismului de direcţie asupra mişcării automobilului, realizată prin intermediul lui n şi al momentului stabilizator al pneurilor din faţă. În acest caz se poate vorbi de o *influenţă indirectă* a mecanismului de direcţie asupra stabilităţii la frînare a automobilului. Mărimile obţinute în cazul lipsei influenţei directe a mecanismului de direcţie sînt afectate în figuri de semnul ,,secund''.

Prin eliminarea influenţei directe a mecanismului de direcţie, în general timpul de întîrziere se măreşte în cazul deplasării laterale, mai ales la modelul neliniar. În schimb, întîrzierea lui ε este mai puţin influenţată de către mecanismul de direcţie.

După depăşirea timpului de întîrziere, deplasarea laterală creşte foarte rapid cu timpul. Astfel, dacă pentru $t = 1{,}0$ s deplasarea laterală este de 32 cm (fig. 1), pentru $t = 1{,}92$ s aceasta atinge valoarea de 2,10 m, ceea ce înseamnă o creştere de 6,5 ori. În afara variaţiei rapide a deplasării, mai trebuie subliniat şi faptul că valorile efective ale deplasării, începînd cu $t = 1{,}5$ s, sînt mari şi deosebit de periculoase din punctul de vedere al securităţii de circulaţie.

Alura lui ε este mai puţin rapidă, fiind apropiată de cea a unei drepte. După 2 s de la începutul frînării, unghiul de rotire al automobilului atinge 8—9°, ceea ce poate fi considerat relativ important.

Din analiza mai amănunţită a rezultatelor prezentate [9] se desprind următoarele concluzii :

— comportarea la frînarea cu dezechilibrare a modelelor cu mecanismul de direcţie fără joc şi fără frecare uscată este foarte diferită de cea corespunzătoare modelelor cu joc şi frecare uscată ;

— influenţa directă a mecanismului de direcţie şi, respectiv, a lui r_0 asupra stabilităţii este nefavorabilă, fiind mai accentuată la modelele cu frecare uscată şi joc ;

— mărirea elasticităţii mecanismului de direcţie şi a jocului (pentru valoarea adoptată) contribuie la mărirea stabilităţii ;

— există o valoare optimă a frecării din mecanism la care deplasarea laterală este minimă ;

— mărirea momentului de inerţie al roţilor în jurul pivoţilor pînă la 50% are efecte neglijabile asupra stabilităţii ;

— automobilele cu supravirare sînt puţin stabile la frînarea cu dezechilibrare, devenind instabile la perturbaţii mici începînd de la o anumită viteză ; la aceste automobile influenţa lui r_0 este mai accentuată ;

— unghiul β variază în timpul frînării în mod diferit, după cum modelul este liniar sau neliniar, putînd avea chiar valori negative ;

— componentele tranzitorii ale diferitelor mărimi au o influenţă deosebită asupra stabilităţii la frînare cu dezechilibrare, îndeosebi în primele zecimi de secundă de la începerea frînării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Barth, L.*, Luftkräfte am Kraftfahrzeug, În : Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 184, 1966.

[2] *Deininger, W.* Einfluss der Antriebskraft auf die Fahrstabilität von Kraftfahrzeugen, Dissertation, TH Stuttgart, 1963.

[3] *Döhring, E.* Über Wirkungsgrad und Elastizität von Automobil — Lenkgetrieben, În : ATZ, 63, nr. 3, 1961, p. 75—77.

[4] *Fortunov*, D. F. Harakteristiki jestkosti rulegogo upravleniia avtomobilea ,,Volga'', În : Avtomobilnaia promîşlennost, XXXI, nr. 1, 1965, p. 21.

[5] *Gauss, F., Wolff, H.* Über die Seintenführungskraft von Personenwagen—Reifen, În : Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 133, 1959.

[6] *Kolesnikov, K. S.* Avtokolebaniia upravleaemih koles avtomobilea. GITL, Moscova, 1955.

[7] *Litvinov, A. S.* ş.a. Şasii avtomobilea. Maşghiz, Moscova, 1963.

[8] *Mitschke, M.* Kurshaltung und Kraftschlussbeanspruchung während des Bremsens, In : ATZ, 69, nr. 3, 1967, p. 73—77.

[9] *Stoicescu, A. P.* Contribuţii la studiul influenţei reacţiilor tangenţiale la roţi asupra stabilităţii şi maniabilităţii automobilului. Teză de doctorat, Inst. politehnic Bucureşti, 1971.

[10] *Stoicescu, A. P.* Studiul stabilităţii automobilului frînat cu ajutorul calculatoarelor analogice, În : Buletinul Institutului politehnic ,,Gh. Gheorghiu—Dej'' — Bucureşti, XXXIV, nr. 1, 1972, pp. 133—147.

◆

CZ. 621.43-44

Particularități ale funcționării motorului cu aprindere prin scînteie alimentat cu amestecuri sărace prin injecție directă a benzinei în camera de ardere

Conf. dr. ing. Mircea ZUGRĂVEL și
șef lucr. ing. Radu GAIGINSCHI – de la Institutul politehnic
„Gh. Asachi" din Iași

Funcționarea motorului cu aprindere prin scînteie atunci cînd este alimentat cu amestecuri sărace, caracterizate printr-un coeficient de dozaj $\alpha > 1$, este dezavantajoasă sub aspectul eficienței termodinamice a arderii combustibilului. Într-adevăr, utilizarea amestecurilor sărace conduce la scăderea vitezei de propagare a frontului flăcării în masa de amestec, ceea ce determină, în final, prelungirea arderii în destindere. De altfel, reducerea proporției de benzină din amestecul cu aerul este posibilă numai pînă cînd se ajunge la limita de inflamabilitate a amestecului, reflectată în funcționarea motorului cu aprindere prin scînteie, prin accentuarea dispersiei ciclice.

Cercetări anterioare [1], [2] unde unele fiind de dată recentă, au arătat că totuși arderea amestecurilor sărace la motorul cu aprindere prin scînteie, funcționînd în sarcini parțiale, decurge cu o eficiență termodinamică destul de mare, dacă organizarea amestecului aerului cu benzina se face după dozaje noemogene, dozajele bogate fiind plasate în zona scînteii de aprindere. În acest caz, limita superioară de inflamabilitate devine un factor secundar, aprinderea combustibilului din zonele cu exces mare de aer avînd loc sub influența nucleului de flacără format în zona bujiei, unde dozajul este bogat.

Aplicînd un astfel de procedeu de organizare a amestecului și în final a arderii, se beneficiază de avantajul unui reglaj a încărcării în sarcini parțiale a motorului cu aprindere prin scînteie similar cu acela utilizat la motorul Diesel. În plus, în aceste condiții, motorul cu aprindere prin scînteie ar putea fi utilizat eficient și în domeniul sarcinilor maxime deoarece, la aceste sarcini, se poate conta pe un grad ridicat de omogenitate a amestecului aer — combustibil, datorită condițiilor specifice de timp existente.

În prezenta lucrare, fără a se urmări în special evidențierea avantajelor ce derivă din utilizarea amestecurilor neomogene în motorul cu aprindere prin scînteie, se studiază metoda de apreciere a eficienței procedeului și se analizează unele aspecte particulare ale acestui mod de formare a amestecului, în cazul injecției directe a benzinei în cilindrul motorului.

1. *Principii*

Funcționarea motorului cu aprindere prin scînteie cu amestecuri sărace este posibilă în cazul utilizării atît a amestecurilor omogene cît și a celor neomogene. Desigur, în cel de al doilea caz, coeficientul de dozaj poate fi mărit mult, în funcție de modul în care se organizează distribuția combustibilului în aerul din camera de ardere și de amplasarea scînteii de aprindere.

Dacă la un motor cu aprindere prin scînteie dat se utilizează diverse metode de formare a amestecului apar, din punctul de vedere al funcționării, două probleme importante și anume :

— care sînt valorile maxime ale coeficientului de dozaj a amestecului pentru care funcționarea motorului, în regimuri diferite de viteză, are loc fără dispersie ciclică importantă ;

— care este eficiența procedeului de formare a amestecului, apreciată după performanțele obținute în exploatarea curentă a motorului.

În scopul găsirii unei rezolvări a problemelor enunțate mai sus, apare avantajos de a se studia dependența dintre anumiți parametri caracteristici ai motorului, atunci cînd se utilizează cele mai sărace amestecuri posibile. În acest sens, autorii introduc, pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, noțiunea de „caracteristică limită de inflamabilitate", pe care o definesc ca fiind dependența de turație a puterii efective, a randamentului volumetric și a consumului specific de combustibil, în condiția coeficientului de dozaj maxim posibil, la care funcționarea motorului are loc cu un grad normal de dispersie ciclică, secțiunea canalului de admisie fiind maximă.

Fiecare regim de funcționare de pe caracteristică se obține prin mărirea valorii coeficientului de dozaj pînă aproape de limita apariției unei dispersii ciclice normale, menținînd turația constantă prin cuplul de frînare. Pentru trasarea întregii caracteristici se modifică regimul de viteză al motorului prin creșterea treptată a momentului de frînare, pînă în domeniul de instabilitate funcțională.

O asemenea caracteristică pune în evidență posibilitățile limită de variație a sarcinii la motorul cu aprindere prin scînteie, fără obturarea admisiei, prin reglaj calitativ, modificarea dozajului făcîndu-se prin variația cantității de combustibil. În plus, caracteristica astfel definită permite compararea, din punctul de vedere al eficienței economice, a motoarelor cu aprindere prin scînteie care funcționează fie cu amestecuri stratificate fie cu aprindere prin jet cu flacără.

2. *Instalația de experiență*

Lucrările s-au efectuat pe un motor monocilindric experimental, avînd următoarele caracteristici dimensionale :

cursa = 85 mm, alezajul = 97 mm, raportul volumetric = 8,6.

Chiulasa motorului fiind plană, camera de ardere a putut fi plasată în piston.

În figurile 1 și 2 se prezintă secțiuni caracteristice ale ansamblului chiulasă-piston : figura 1 reprezintă o secțiune după un plan care conține axul cilindrului și axele supapelor, iar figura 2 o secțiune după un plan care conține axul cilindrului și axul injectorului. După cum se observă, camera de ardere are forma unei porțiuni de tor, plasată simetric în piston față de axul său. Toate racordările sînt făcute cu raze mari, pentru a se evita apariția unor puncte calde, generatoare de aprinderi secundare.

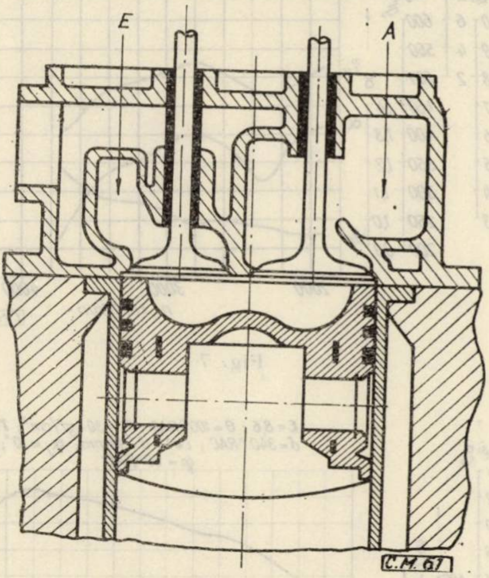


Fig. 1

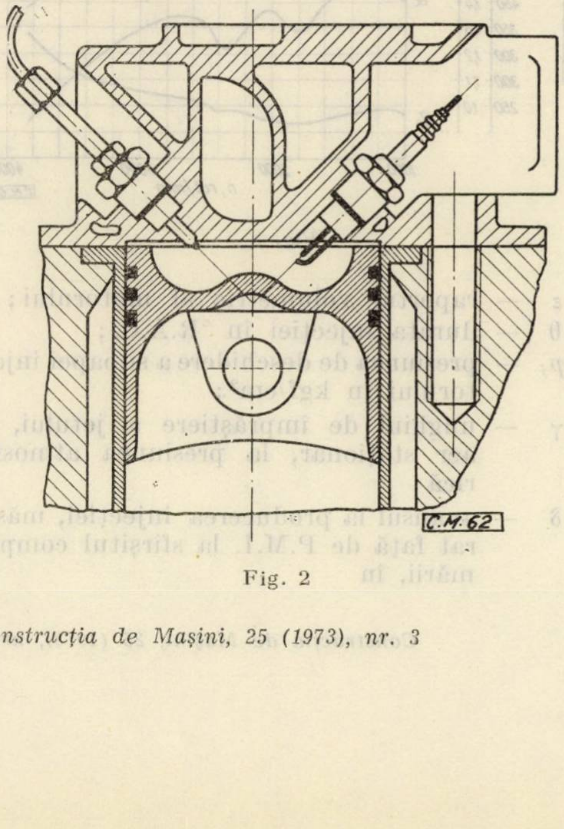


Fig. 2

Pentru a se realiza o distribuție stratificată a combustibilului injectat, s-a imprimat încărcăturii de aer, o mișcare de rotație în jurul axului cilindrului, prin modelarea convenabilă a canalului de admisie (fig. 3).

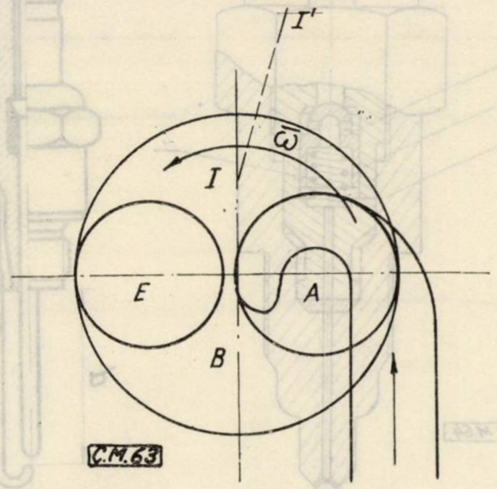


Fig. 3

Motorul experimental a fost montat pe un stand de încercări automat [4] la care menținerea constantă a turației s-a făcut printr-o buclă de reglaj automat, cu elementul de execuție acționînd asupra cuplului de frînare.

Pentru realizarea de amestecuri neomogene s-a utilizat un sistem de alimentare prin injecția benzinei direct în camera de ardere a motorului. S-a beneficiat astfel de posibilitatea deplasării convenabile a perioadei de injecție, acționînd atît asupra începutului debitării combustibilului, cît și asupra duratei injecției.

În sistem s-a folosit o pompă de injecție de concepție originală [3], de tipul cu membrană acționată hidraulic.

Injectorul utilizat (fig. 4) este prevăzut cu o supapă de reținere 1, acționată de un resort elicoidal *4*, fiind montat prin înșurubarea în chiulasa motorului. S-au utilizat corpuri de pulverizator cu unul și cu mai multe orificii.

Pentru a plasa punctul de aprindere al amestecului într-o zonă convenabilă din camera de ardere, s-a utilizat o bujie specială, cu electrozii lungi (fig. 5).

3. *Experiențe și condiții de experiență*

S-au trasat caracteristicile limită de inflamabilitate ale motorului alimentat prin injecție directă de benzină în diferite variante de organizare a amestecului. În acest scop s-au modificat : numărul de jeturi, poziția lor spațială în raport cu camera de ardere și avansul la injecție.

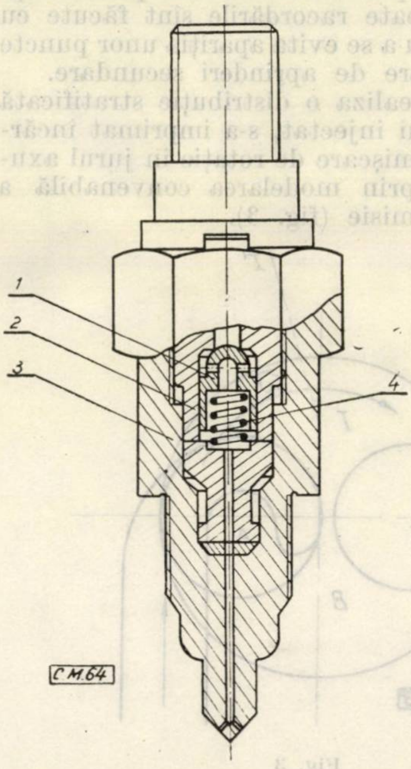


Fig. 4

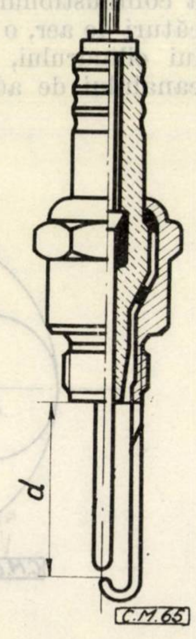


Fig. 5

În figura 6 se prezintă schema de introducere a combustibilului în camera de ardere, mărimile notate avînd următoarele semnificații :

β — unghiul dintre axul jetului și planul chiulasei (XOY) ;

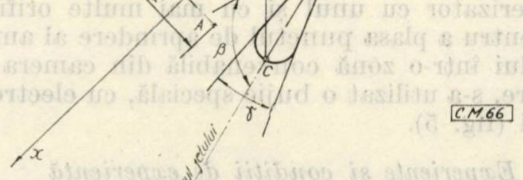


Fig. 6

α_j — unghiul dintre axul jetului și linia care unește, în planul chiulasei, centrele orificiilor de montaj ale bujiei și injectorului ;

d — lungimea, după axul bujiei, între planul chiulasei și punctul de aprindere.

4. *Rezultate*

În figurile 7, 8, 9, 10 se prezintă caracteristicile limită de inflamabilitate ale motorului experimental, în diverse condiții de încercare.

Pe figuri s-au utilizat următoarele notații :

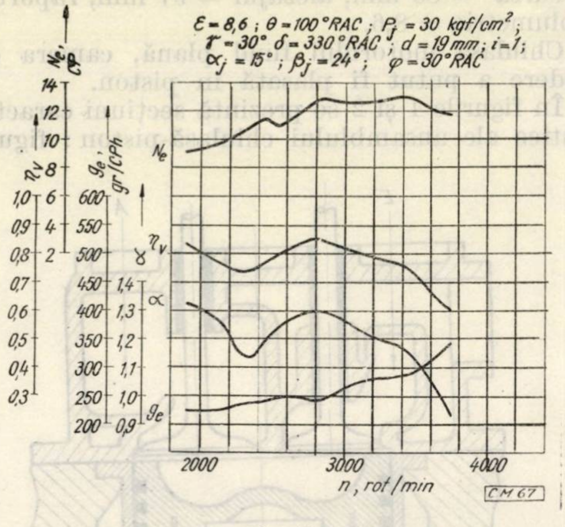


Fig. 7

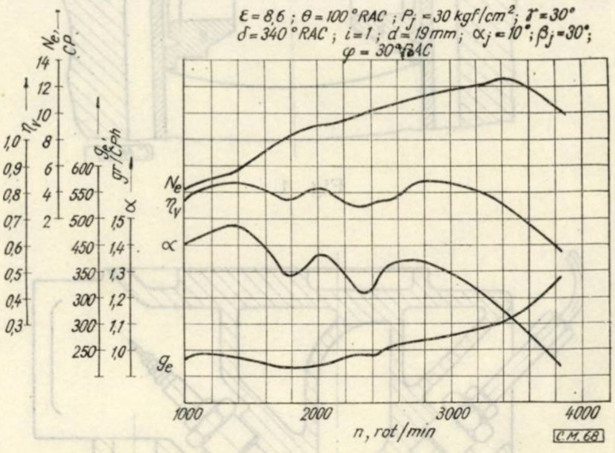


Fig. 8

ε — raportul volumetric al motorului ;

θ — durata injecției în °R.A.C. ;

p_j — presiunea de deschidere a supapei injectorului în kgf/cm² ;

γ — unghiul de împrăștiere a jetului, în aer staționar, la presiunea atmosferică ;

δ — avansul la producerea injecției, măsurat față de P.M.I. la sfîrșitul comprimării, în

i — numărul de jeturi;
φ — avansul la producerea scînteii electrice în °R.A.C.;
N_e — puterea efectivă a motorului în CP;
η_v — randamentul volumetric al motorului;
α — coeficientul de dozaj al amestecului;
g_e — consumul specific efectiv de combustibil în g/CP h.

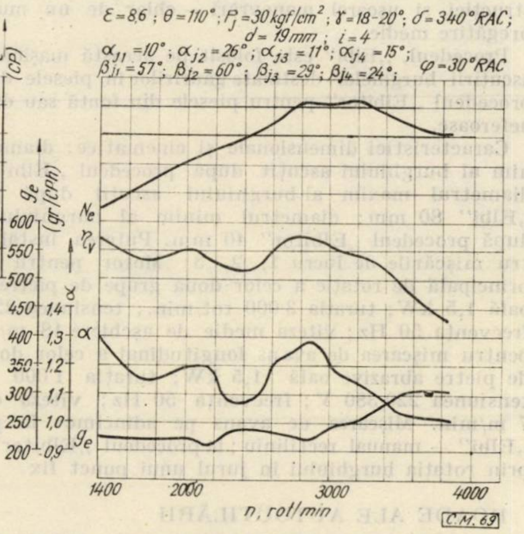


Fig. 9

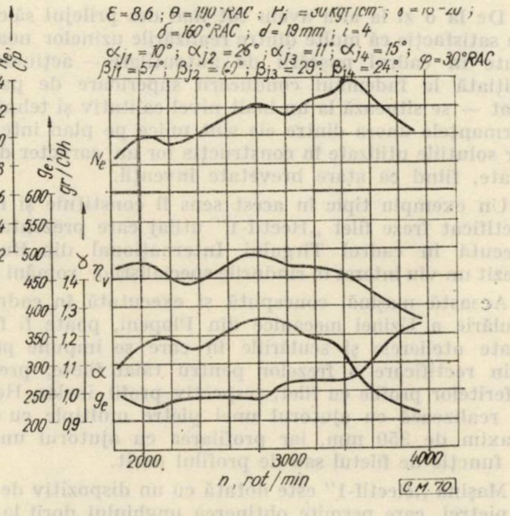


Fig. 10

Concluzii

1. Formarea amestecului prin injecţia directă a benzinei, în condiţiile unei repartizări neomogene a combustibilului în camera de ardere permite funcţionarea economică a motorului cu amestecuri sărăcite peste limita superioară de inflamabilitate, exprimată printr-un coeficient global de dozaj $\alpha = 1,\ 2$, fără apariţia unei dispesii ciclice importante.

2. Economicitatea maximă se obţine în zona turaţiilor reduse. În plus, în această zonă, economicitatea este puţin influenţată dacă coeficientul global de dozaj se modifică în intervalul $\alpha = 1{,}1 \ldots 1{,}4$.

3. Din analiza caracteristicilor limită de inflamabilitate se observă că randamentul volumetric urmăreşte variaţia coeficientului limită de dozaj. Acest lucru exprimă faptul că eficienţa arderii în condiţiile experimenţei, este determinată de procesul umplerii cilindrului cu încărcătură proaspătă.

4. Funcţionarea economică a motorului cu amestecuri foarte sărace este condiţionată de orientarea jetului de combustibil. În cazul experienţelor, s-a obţinut o funcţionare economică, pentru un amestec caracterizat printr-un coeficient global de dozaj $\alpha = 1{,}5$, atunci cînd combustibilul a fost introdus sub forma unui singur jet, dirijat către electrozii bujiei, în acelaşi sens cu acela al curentului de aer din cilindru.

5. Mărind avansul la injecţie creşte posibilitatea arderii eficiente a amestecurilor sărace în dispoziţie stratificată. Astfel, în cadrul experienţelor, introducînd combustibilul cu un avans de 340° R.A.C., eficienţa arderii, chiar pentru un amestec mai sărac, a fost mai mare decît în cazul unui avans de 160° R.A.C.

6. Introducînd combustibilul prin jeturi multiple valoarea minimă a consumului specific scade.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baudry, J.* A new I.F.P. process for engine combustion: a variable air — fuel ratio spark-ignition engine. Soc. Auto. Engrs. Preprint, 1961.

[2] *Fischer, Ch.* Spark-ignition engines: fuel injection development. Londra, Chapman Hall, 1966.

[3] *Zugrăvel, M., Gaiginschi, R., Boronea, V.* Posibilităţi de utilizare a pompei cu membrană acţionată hidraulic, ca pompă de injecţie a benzinei, în motoarele cu aprindere prin scînteie. Conferinţa de motoare cu ardere internă. Bucureşti, 1970, preprint v.d.

[4] *Gaiginschi, R., Ghibu, C., Cojocaru, C.* Stand automatizat pentru încercarea motoarelor cu ardere internă. Lucrare comunicată la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic—Iaşi, iulie, 1970.

◆

Documentare

PATENT ROMÂNESC

MAŞINA DE ASCUŢIT BURGHIE, produs al Întreprinderii Mecanice din Suceava.

Maşina de ascuţit burghie, executată pe baza proiectelor proprii, reprezintă o nouă realizare importantă în domeniul construcţiei de maşini-unelte de concepţie originală. De altfel ea a fost recent brevetată de către Oficiul de Stat pentru Invenţii ca invenţie, asemenea procedeelor lor pe care le foloseşte. Acest nou produs al uzinei sucevene face ca procedeele cilindro-eliptic dublu şi cel cilindro-toroidal eliptic dublu, cunoscute sub denumirea de ,,Elbi" şi, respectiv, ,,Elbitor", să fie aplicate cu rezultate maxime (fig. 1).

În vederea folosirii ambelor procedee pe aceiaşi maşină proiectanţii au amplasat pe cele două părţi ale maşinii cîte un post de lucru. Cu acest utilaj gama diametrelor de burghie ce pot fi ascuţite este foarte largă (între 5 mm şi 80 mm), trecerea de la un diametru la altul făcîndu-se fără nici un fel de reglare prealabilă. Maşina foloseşte pentru ascuţire pietre abrazive oală (STAS 605/1965), care pot fi utilizate pînă cînd devin pietre cilindrice plane.

Ascuţirea ,,Elbitor" şi ,,Elbi" se realizează, fiecare, din îmbinarea a numai trei mişcări de lucru, faţă de patru-cinci, necesitate de aplicarea procedeelor convenţionale, asigurîndu-se astfel tăişului principal o formă optimizată, curbilinie şi o formă piramidală, autocentrantă, tăişului transversal.

De altfel, utilizarea acestor procedee mai prezintă şi alte avantaje, dintre care enumerăm :

— productivitatea mărită în obţinerea unor suprafeţe de aşezare complexe, optimizate, ale burghielor elicoidale (durata ascuţirii după procedeul ,,Elbi" este cuprinsă între 25—120 s. iar după procedeul ,,Elbitor" între 30—75 s.);

— asigurarea unei forme piramidale autocentrante a tăişului transversal (prin procedeul ,,Elbi") şi a unei forme piramidale autocentrante a tăişului transversal combinate cu o formă curbilinie a tăişului principal de durabilitate sporită (prin procedeul ,,Elbitor");

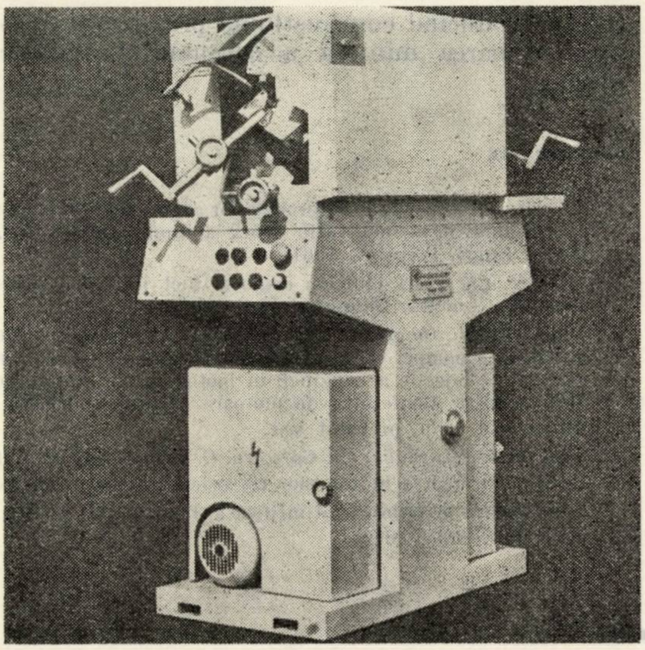


Fig. 1

— creşterea durabilităţii burghielor între două ascuţiri a crescut prin aplicarea procedeului ,,Elbi", de exemplu, de la 3 pînă la 12 ori;

— precizia de lucru a burghielor ascuţite pe această maşină a fost într-un aşa grad sporită încît găurile pe care le practică în material sînt exact la dimensiunile burghielor;

— reducerea substanţială a uzurii burghielor prin prelucrare este substanţială, astfel încît la o ascuţire a burghiului se înlătură din el doar 0,2 mm — 0,3 mm, faţă de 0,5 mm—1,5 mm, cît se înlătură pe alte maşini care folosesc procedeul clasic;

— maşina poate fi deservită — datorită simplităţii construcţiei şi uşoarei manevrări — chiar de un muncitor cu pregătire medie.

Procedeul, ,,Elbi" este folosit pe această maşină în cazul ascuţirii burghielor destinate găuririlor în piesele de oţel iar procedeul ,,Elbitor" pentru piesele din fontă sau din metale neferoase.

Caracteristici dimensionale şi cinematice: diametrul minim al burghiului ascuţit după procedeul ,,Elbi" 5 mm; diametrul maxim al burghiului ascuţit după procedeul ,,Elbi" 80 mm: diametrul minim al burghiului ascuţit după procedeul ,,Elbitor" 40 mm. Puterea instalată pentru mişcările de lucru 1, 2, 3: Motor pentru mişcarea principală de rotaţie a celor două grupe de pietre abrazive oală 1,5 kW; turaţia 3 000 rot/min.; tensiunea 220/380 V; frecvenţa 50 Hz; viteza medie de aşchiere 18 m/s. Motor pentru mişcarea de avans longitudinal a celor două grupe de pietre abrazive oală 1,5 kW; turaţia 1 000 rot/min; tensiunea 220/380 V; frecvenţa 50 Hz; viteza de avans 7 m/min. Mişcarea de avans pe adîncime: la procedeul ,,Elbi" — manual rectiliniu; la procedeul ,,Elbitor" manual prin rotaţia burghiului în jurul unui punct fix.

E. K.

ROADE ALE AUTOUTILĂRII

MAŞINA DE RECTIFICAT FREZE FILET ,,Rectif-1", fabricată la Uzina mecanică din Plopeni

De la o zi la alta avem tot mai des prilejul să constatăm cu satisfacţie că multe dintre realizările uzinelor noastre obţinute în cadrul mişcării de autoutilare — acţiune de masă iniţiată la îndemnul conducerii superioare de partid şi de stat — se situează la un înalt nivel calitativ şi tehnic, că performanţele unora dintre ele sînt unice pe plan internaţional, iar soluţiile utilizate în construcţia lor au caracter de originalitate, fiind ca atare brevetate invenţii.

Un exemplu tipic în acest sens îl constituie şi maşina de rectificat freze filet ,,Rectif-1" utilaj care prezentat toamna trecută în cadrul Tîrgului Internaţional din Bucureşti, a trezit un viu interes în rîndurile specialiştilor români şi străini.

Această maşină, concepută şi executată în cadrul secţiei sculărie a Uzinei mecanice din Plopeni, poate fi folosită în toate atelierele şi sculăriile în care se impune prelucrarea prin rectificare a frezelor pentru tăiat filete, precum şi a diferitelor profile cu filet, respectiv profil inelar. Rectificarea se realizează cu ajutorul unei pietre multiple cu diametrul maxim de 350 mm, iar profilarea cu ajutorul unei molete, în funcţie de filetul sau de profilul dorit.

Maşina ,,Rectif-1" este dotată cu un dispozitiv de profilare a pietrei, care permite obţinerea unghiului dorit la piatra cu un fir, necesară execuţiei moletelor rilate din oţel rapid, dînd astfel maşinii o independenţă totală.

Lanţul cinematic al detalonării asigură prelucrarea unei game de piese cu pînă la 24 dinţi. În funcţie de numărul de dinţi ai piesei care este prelucrată, roţile de schimb se calculează cu ajutorul constantei K a maşinii.

În vederea unei deserviri uşoare a maşinii, comenzile ei sînt amplasate pe un panou uşor accesibil.

Maşina ,,Rectif-1" este dotată cu o serie de accesorii normale, din rîndul cărora enumerăm: dispozitivul pentru profilarea pietrei cu un fir şi cel împărţitor pentru deplasarea pe pas, moletele, roţile de schimb, camele pentru detalonări diferite, dispozitivul pentru reparat frezat etc.

Caracteristici tehnice: diametrul maxim de prelucrare 200 mm; lungimea maximă de rectificare 100 mm; diametrul maxim al pietrei 350 mm; turaţia pietrei 1 710 rot/min; turaţia pentru moletare 64 rot/min; numărul de rotaţii ale axului port-piesă 7; 12; 14; 24; 32; 64 rot/min; mărimea detalonării 0,5—4 mm ; pasul de prelucrat 0,5—5 mm; motorul de antrenare al piesei 0,45/0,8 kW, iar cel al pietrei 3 kW ; dimensiunile de gabarit 1 700×1 300×1 450 mm.

E. K.

FABRICAT „SERIA ZERO”

MOTOR DIESEL D-120. produs al uzinei „Timpuri Noi”

Motorul diesel D—120, aflat în fabricaţia „seriei zero” la uzina de motoare şi compresoare „Timpuri Noi”, reprezintă cel mai puternic tip de motor realizat, pînă în prezent, de această unitate industrială bucureşteană. Proiectele au urmărit ca motorul să se preteze la cele mai variate utilizări, în condiţii grele de exploatare, pe excavatoare, buldozere, gredere, tractoare, camioane grele, instalaţii de foraj, grupuri electrogene terestre şi navale, propulsie navală etc. Datorită cuplului mare la numărul mic de rotaţii pe minut acest motor cu injecţie directă, cu 8 cilindri dispuşi în V la 90°, în 4 timpi, se dovedeşte a fi deosebit de suplu în exploatare, adaptîndu-se oricăror condiţii de lucru. Forma sa compactă permite o întreţinere uşoară, îi dă o bună echilibrare şi prezintă caracteristici excelente în ceea ce priveşte consumul de combustibil şi de ulei : 195 g/CPh-combustibil şi 0,75 — 1 g/CPh — ulei.

Variantele în care este executat au destinaţii precise. Astfel, motorul industrial D-120 la 1500 rot/min are utilizări generale, iar la 1 800 rot/min este motor de tracţiune şi agricol.

D-120 GE este un motor utilizat la grupurile electrogene terestre la 1 500 rot/min fiind echipat cu instalaţie de control — protecţie, cu semnalizare optică şi acustică, pentru presiunea minimă a uleiului şi temperatura maximă a apei de răcire. El este dotat cu o instalaţie de telecomandă a pompei de injecţie, fie de la tabloul de bord, fie de la distanţă. Motorul simbolizat D-120 N este utilizat la grupurile electrogene navale la 1 500 rot/min,. În variantă navală el este dotat cu răcitor de ulei, pompă de apă pentru circuitul exterior şi colectoare de evacuare răcite cu apă.

D-120 CP este dotat cu compresor şi pompă hidraulică de înaltă presiune la 1 800 rot/min.

Puterea normală a acestui motor în regim B conf DIN 6270 variază astfel : pentru motorul industrial cu regim de durată 100 CP la 1 500 rot/min ; pentru motorul industrial cu regim intermitent 105 CP la 1 500 rot/min ; pentru motorul agricol şi pentru utilajele de construcţii 115 CP la 180 rot/min, iar motor de tracţiune 120 CP la 1 800 rot/min.

Alte date tehnice ale motorului D-120 ; 8 cilindri dispuşi în V la 90°, alezajul 108 mm, cursa 130 mm, cilindreea 950 cm^2 raportul de compresie 1 : 17, sensul de rotaţie — identic cu cel al acelor ceasornicului, momentul maxim 56 kgfm la 1 250 rot/min.

Greutatea uscat fără volant, carcasă volant, demaroare, radiator de apă şi de ulei 680 kg; greutatea complet echipat 850 kg.

Echipamentul montat pe acest motor constă dintr-o pompă de injecţie Bosch cu 8 elemenţi are inclusă pompa de alimentare şi regulatorul de turaţie, injectoare tip IG4xo, 275 ; termostartere ; demaroare 4 CP/12 V; filtre de ulei : filtre de motorină ; pompă de apă ; alternator 12 V/35 A ; regulator tensiune ; filtre umede pentru aer ; radiator apă ; radiator ulei ; curele ventilator 13×10×1 330 ; instalaţie de pornire pe timp friguros ; tablou de bord şi cablajul electric aferent motorului.

E. Kedves

◆

Recenzii

Constantin, C. Teodorescu, Dumitru R. Mocanu, Mihai Buga :
Îmbinări sudate, Bucureşti, Editura Tehnică, 1972

A ieşit de sub tipar cea de a II-a ediţie, revăzuită şi completată a lucrării „Îmbinări sudate”. Apărută sub semnăturile a trei cunoscuţi specialişti, cartea se recomandă de la bun început ca un preţios ghid menit să pună la îndemîna inginerilor şi tehnicienilor proiectanţi, constructorilor de maşini, precum şi studenţilor din învăţămîntul tehnic, un bogat material documentar la nivelul superior, referitor la calculul şi construcţia sistemelor îmbinate prin sudură. Pe parcursul a 400 de pagini, prof. emerit ing. Constantin C. Teodorescu, — prof. dr. ing. Dumitru R. Mocanu, conf. dr. ing. Mihail Buga, tratează pe baza ultimelor noutăţi ştiinţifice şi tehnice, cele mai diverse probleme pe care le ridică îmbinările sudate.

Paginile cărţii constituie încă o pledoarie pentru faptul că astăzi, construcţiile sudate reprezintă un procedeu tehnologic modern, care satisface din plin condiţiile necesare îmbunătăţirii continue a calităţii produselor, creşterii productivităţii muncii, reducerii preţului de cost şi măririi volumului de producţie. Fără sudură nu se poate concepe în nici o industrie modernă, construirea de nave şi material rulant, instalaţii chimice şi maşini unelte etc. Îmbinarea prin sudură se impune tot mai mult ca fiind o punte între procesul tehnologic de fabricaţie şi cel de reparaţie. Din punct de vedere tehnic şi economic, sudarea reprezintă avantaje nete care au consacrat-o ca principal mijloc de realizare a îmbinărilor nedemontabile dintre elementele metalice. Pentru economia ţării noastre, sudarea reprezintă o tehnologie a cărei aplicare aduce — faţă de construcţiile metalice nituite — o reducere a greutăţii proprii a construcţiilor cu cca. 20 la sută, concomitent cu reducerea substanţială a manoperei.

Într-un asemenea context, apariţia unei lucrări de specialitate a cărei primă ediţie apărută în urmă cu cinci ani s-a epuizat rapid — se înscrie ca un eveniment editorial. Beneficiind de o prezentare grafică excelentă, lucru cu care Editura tehnică ne-a obişnuit în ultimul timp — volumul „Îmbinări sudate” are un pronunţat caracter teoretic şi aplicativ în aceeaşi măsură. S-au avut în vedere la întocmirea lui, cele mai noi descoperiri pe care specialiştii din numeroase ţări le-au oferit industriei, s-a ţinut seama de documentele elaborate de forurile internaţionale de specialitate.

Caracterul de noutate şi originalitate al lucrării este conferit şi de renunţarea la capitole considerate ca depăşite de stadiul actual al dezvoltării economiei noastre sau la aspectele tratate în alte lucrări apărute. Lista prezentării principalelor procedee de sudare, a tehnologiei construcţiilor sudate sau a calculului preţului de cost al îmbinărilor sudate, a oferit posibilitatea includerii în cuprinsul volumului a unor aspecte noi, ce suscită interes. Într-o asemenea idee se înscriu capitolele tratînd rezistenţa şi controlul calităţii îmbinărilor sudate.

De o atenţie deosebită se bucură factorii care influenţează ruperea fragilă a construcţiilor sudate şi măsurile ce se impun pentru înlăturarea acestor avarii. Spaţiul acordat analizării distribuţiei tensiunilor, atît analitic cît şi experimental, cu ajutorul tensometriei electrice şi prin fotoelasticimetrie, reflectă tocmai actualitatea problematicii abordate, investigarea acelui cîmp de preocupări înscrise la ora actuală pe agendele de modernizare a producţiei din toate ţările dezvoltate. Pentru cei care lucrează direct în proiectare, sînt prezentate relaţiile uzuale de calcul a valorii eforturilor unitare din diferite tipuri de îmbinări supuse la diverse solicitări. Se dau exemple concrete de calcul de dimensionare sau verificare pentru 24 de tipuri de îmbinări sudate, frecvent întîlnite în construcţia de maşini.

Amintind că primele capitole ale cărţii tratează în ordine probleme ale distribuţiei eforturilor unitare în îmbinările sudate, rezistenţei îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice, calculului îmbinărilor sudate supuse la solicitări variabile şi tensiunilor remanente, vom insista asupra ultimului dedicat controlului calităţii îmbinărilor sudate. O facem nu ţinînd seamă de importanţa deosebită pe care o are această etapă finală a tehnologiei sudării ci avînd în vedere conținutul acestui capitol. Pentru sistematizarea prezentării încercărilor folosite la stabilirea calității îmbinărilor sudate, acestea sînt tratate grupat astfel : încercări pentru determinarea calității metalului de bază, a materialului de adaos și a îmbinării sudate. Sînt redate etapele încercărilor și avantajele ultimelor cuceriri pe care știința modernă le-a trecut în sfera aplicabilității practice. Controlul ultrasonic sau prin radiații, cel magnetic sau cu substanțe penetrante rețin în mod deosebit atenția.

,,Îmbinări sudate" rămîne așadar o lucrare care nu poate să lipsească din rafturile bibliotecii nici unui om a cărui profesie are tangență cu acest modern mijloc de îmbinare — sudura.

Ing. *Ioan Voicu*

Prof. dr. ing. EMIL BOTEZ: **Mașini-unelte**, București, Editura tehnică , 1972.

Sînt multiple cauzele care situează fabricația de mașini-unelte printre direcțiile de vîrf ale industriei noastre constructoare de mașini. Înainte de toate însă, trebuie avut în vedere că acest domeniu asigură principalele cerințe de dotare ale însăși construcției de mașini. Totodată se ține seamă și de faptul că este vorba de produse mult solicitate la export. Iată de ce Congresul al X-lea al Partidului Comunist Român a trasat în acest sens o serie de direcții orientate conform tendințelor generale ale progresului tehnic mondial. O atenție sporită se acordă producerii mașinilor de înaltă precizie, mașinilor cu comandă-program caracterizate printr-un înalt grad de automatizare, prin mari performanțe de funcționare și fiabilitate.

Într-un asemenea context, apariția celui de-al doilea volum al cărții ,,Mașini-unelte" capătă o importanță aparte. Primul volum, apărut în 1969 tratează teoria lanțurilor cinematice și probleme legate de determinarea roților pentru obținerea unui anumit raport de transmitere. Volumul editat recent de Editura tehnică ne oferă, pe parcursul a peste 500 de pagini, cele mai diverse, utile și importante aspecte ale automatizării lanțurilor cinematice. Autorul, cunoscut specialist atît în țară cît și peste hotare analizează posibilitatea automatizării lanțurilor cinematice, dînd, de la caz la caz, cele mai eficiente și corespunzătoare soluții, atît din punctul de vedere strict funcțional tehnic cît și economic.

Îndelungata activitate a prof. dr. ing. Emil Botez la catedra de specialitate a Politehnicii din București, ca și colaborarea intensă cu întreprinderile constructoare de mașini-unelte, își pune amprentele pe însuși modul de concepere a acestei originale lucrări. Plecînd de la necesitatea cunoașterii legilor de funcționare a lanțurilor cinematice auxiliare, a mecanismelor acestora, autorul tratează mai întîi modul de funcționare și de construcție a lanțurilor cinematice auxiliare, pentru ca după aceea să fie prezentate diferite moduri de automatizare a comenzii acestora, inclusiv comanda numerică.

Spre deosebire de lucrările apărute pînă acum, cea la care ne referim abordează problema automaticii mașinilor-unelte sub un aspect unitar, luînd ca bază faptul că o mașină-unealtă nu are doar lanțuri cinematice generatoare ci și lanțuri cinematice auxiliare. Acestea din urmă pot fi comandate pentru intrarea sau ieșirea din funcțiune atît manual cît și automat. De aici, concepția autorului că gradul de automatizare al unei mașini-unelte depinde în primul rînd de numărul acestor lanțuri cinematice automatizate.

Cele șase capitole se succed într-o ordine perfect logică a necesității cunoașterii problemelor necesare proiectării, construcției și exploatării mașinilor-unelte. Introducerea în automatica mașinilor-unelte, generarea suprafețelor complexe, lanțuri cinematice auxiliare, elaborarea programului pentru comanda numerică mașinilor-unelte, noțiuni asupra prelucrării interne a datelor, mașini-unelte, automatizate sînt titlurile sub care autorul a grupat conținutul volumului.

Ultima parte a cărții prezintă cîteva exemple de mașini-unelte automate. Cititorul ia cunoștință de caracteristicile și performanțele unor strunguri, mașini de copiat și frezat etc. O amplă bibliografie pune la dispoziția specialiștilor sursele pentru eventuale aprofundări sau detalieri a aspectelor tratate în volum. De o utilitate deosebită ni se par anexele în care se prezintă semnele și vocabularul APT precum și un mic dicționar cu traduceri din limbile engleză, germană și franceză a termenilor specifice.

Marea doză de originalitate a volumului, domeniile de disciplină foarte diferite pe care le abordează, fac ca această apariție să se adreseze nu numai inginerilor și proiectanților de mașini-unelte, în egală măsură ea este utilă studenților și tehnicienilor, tuturor celor care prin activitatea pe care o desfășoară au tangență cu proiectarea sau construcția de mașini-unelte. Acest al doilea volum ne îndreptățește să așteptăm cu și mai mare interes partea a 3-a a lucrării în care se vor aborda problemele organologiei și dinamicii mașinilor unelte.

Ing. *Ioan Voicu*

Cronică

Străinii despre produsele noastre

APRECIERI ...

În ultimele luni ne-au vizitat țara tot mai mulți specialiști și oameni de afaceri străini interesați să cunoască mai îndeaproape potențialul crescînd al industriei noastre constructoare de mașini, dornici să perfecteze noi afaceri. Solicitați să facă ultimele aprecieri în legătură cu produsele care-i interesează aceștia ne-au declarat :

,,Ca reprezentant al firmei licențiatoare pentru locomotiva electrică de 5 100 kW, fabricată în România, pot spune că sîntem foarte satisfăcuți de execuția ireproșabilă asigurată de către cele două uzine românești : uzina Reșița — una dintre cele mai vechi din Europa, cu o tradiție de două secole,— și uzina ,,Electroputere" din Craiova care se afirmă în ultimii ani prin tenacitatea și complexitatea produselor fabricate. Văzînd aceste remarcabile rezultate nu avem nici o îndoială că acțiunile de cooperare începute au o solidă bază de dezvoltare în viitor".

(*Lars Erik Bertilsson* — reprezentant al firmei suedeze ASEA)

,,Acum cîteva săptămîni ne-au sosit primele tractoare de la Uzina producătoare din Brașov, pe care le-am prezentat la Expoziția agricolă elvețiană din orașul St. Gallen. Opiniile specialiștilor referitoare la nivelul calitativ și la caracteristicile tehnice ale tractoarelor românești sînt foarte pozitive. În consecință noi vom cumpăra cîteva zeci de tractoare și considerăm că aceasta este doar un început".

(*Robert Buther*, directorul Consiliului de administrație al Corporației elvețiene ,,Maschinen-Export und Finanz AG" din Zurich)

"Importăm mașini-unelte de diferite tipuri, în special strunguri fabricate la uzinele din Arad. Țin să spun că sîntem foarte satisfăcuți de calitatea strungurilor românești, realizate la un înalt nivel tehnic".

(*Uwe Ruhring*, reprezentant al firmei suedeze ,,Sandvik")

Asemenea aprecieri făcute de persoane interesate să achiziționeze tot ceea ce este mai modern pe plan internațional în domeniul respectiv desigur că nu mai au nevoie de comentarii. Ele vorbesc singure . . .

E. Kedves

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

„INDUSTRIALIMPORT" — State Company for Foreign Trade

A. EXPORTS:

— Complete Plants for the Machine Building Industry such as :

- Complete Plants for Machine-Tools
- Complete Plants for Tractors and Lorries
- Complete Plants for Agricultural Equipment
- Equipment for Chemical Installations and Refineries
- Complete Plants for Railway Carriages and Waggons
- Complete Plants for Electrical Motors from 0.1 up to 90 kW
- Complete Plants for Electrical Transformers
- Complete Plants for Hand-Tools

— Complete Plants and Equipment for the Food Industry, such as :

- Ice Making Plants
- Cold Stores
- Ammonia and Freon Refrigerating Compressors and Aggregates
- Bread Making Plants
- Equipment for Processing Milk, Meat etc.

— Equipment and Parts for the Metallurgical Industry, according

Customer's or our own documentation, such as :

- Equipment for Rolling Mills
- Equipment for Presses
- Parts for Iron and Steel Furnaces
- Various (Steel) Constructions
- Forgings and Castings (rough or completely machined)
- Housings, Gear Wheels, Trees and Axles for Reducers

— Power Industry Equipment :

- Energetical and Industrial Boilers from 1035 t/h up to 4.5 t/h
- Boiling Water Boilers from 100 Gcal up to 2 Gcal
- Special Boilers
- Steamturbines up to 350 MW
- Water Turbine Aggregates

B. IMPORTS

— Complete Installations and Parts for :

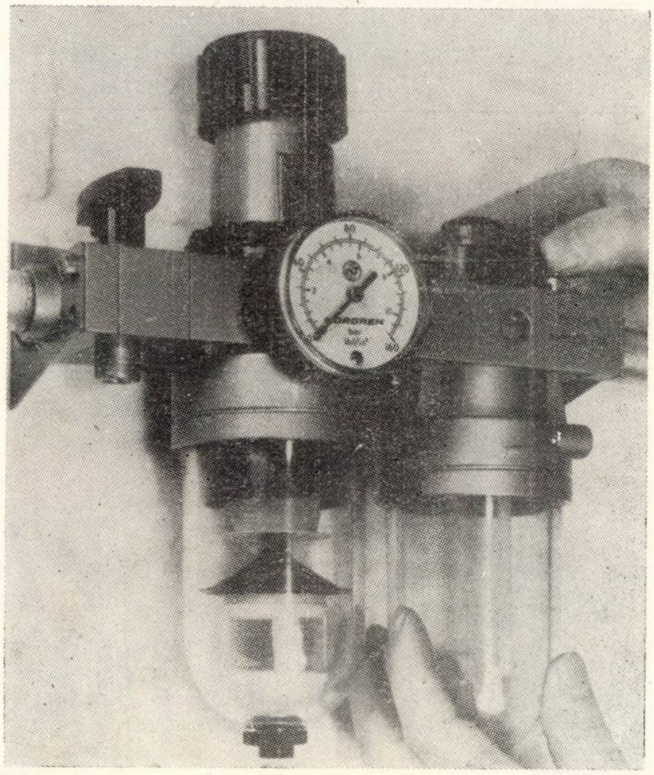
- The Machine Building Industry
- The Food Industry
- Agriculture

C. „INDUSTRIALIMPORTS" exports and imports:

— Engineering Services, Licences, Know-How, Designing and Technical Assistance

Address : 1, Nicolae Iorga Street BUCHAREST-ROMANIA, Telex : 214

SISTEMUL INTERSCHIMBABIL NORGREN OLYMPIAN



Instalațiile de aer comprimat Norgren Olympian constituie un sistem universal, unic.

Caracteristicile de bază ale instalațiilor sînt : simplicitate, universalitate și sistem direct de conectare. Toate aceste trăsături ale instalațiilor Olympian, unanim recunoscute, explică eficiența or și reducerea cheltuielilor generale.

O vastă gamă de filtre, filtre-regulatoare, regulatoare, dispozitive de lubrifiere, supape-obturatoare împreună cu elementele „Redimount", „Vitalizer" și „Lubro-Control" vă stau la dispoziție pentru instalațiile dv. de $\frac{1''}{4}$, $\frac{3''}{8}$ și $\frac{1''}{2}$.

Înlocuirea diverselor dispozitive și instalații prin altele este o operație foarte simplă de deconectare și reconectare, reducînd timpul mort și pierderile de producție la minimum.

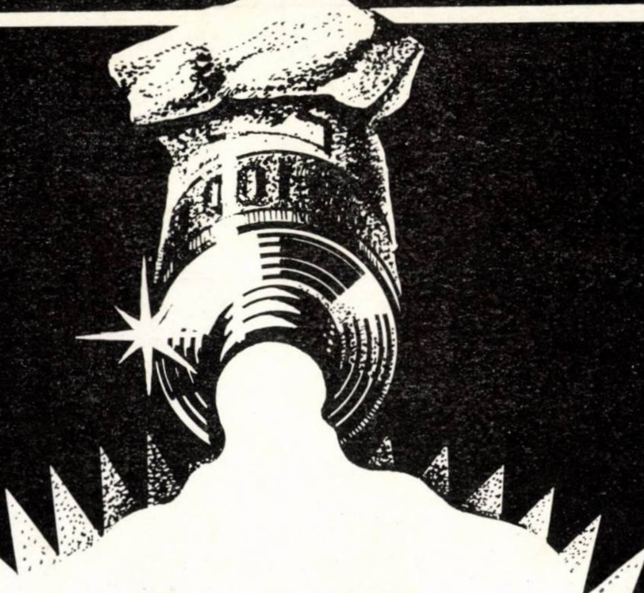
Intrați în legătură cu Norgren pentru informații tehnice amănunțite care vă vor da posibilitatea să stabiliți contactul cu

NORGREN
OLYMPIAN
PLUG-IN SYSTEM

C. A. NORGREN LTD.,
SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE.
Tel: Shipston-on-Stour 61676 (STD code 0608) Telex 83208

PUBLICOM

STANKOIMPORT



PASTE CU DIAMANT DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul și șlefuirea suprafețelor metalelor și ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii și reduc rugozitatea suprafețelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît și pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**

— solubile în solvenți organici — 0

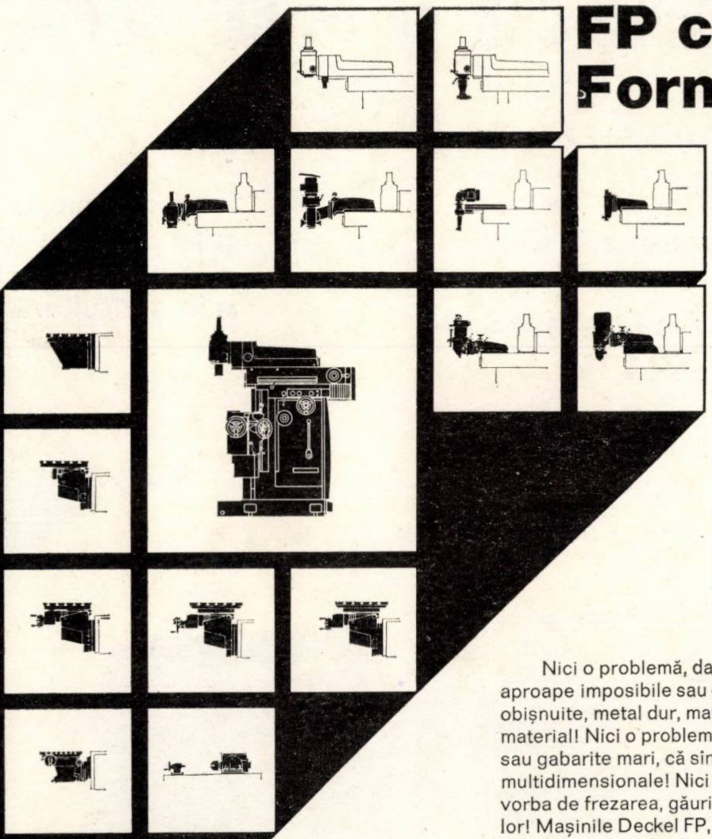
— solubile în apă — B ;

în trei concentrații: 2, 5 și 10% și în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

Pentru orice informații, adresați-vă la: V/O
,,Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport
Moscova Telex: 227; Telefon 244—21—32

STANKOIMPORT

FP ca Formă desăvîrşită în Precizie



Nici o problemă, dacă aveți de executat așchieri aproape imposibile sau de largi posibilități, în metale obișnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sînt pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Mașinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică și eficientă prelucrare prin așchiere, în ori ce grad de finețe!

Mașinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate – o precizie care se reflectă în calitatea ireproșabilă a suprafețelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor – o precizie ce imprimă producției Dvs. amprenta unei calități excepționale.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Intrebați odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – întrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

Gata de plecare
oricînd și oriunde

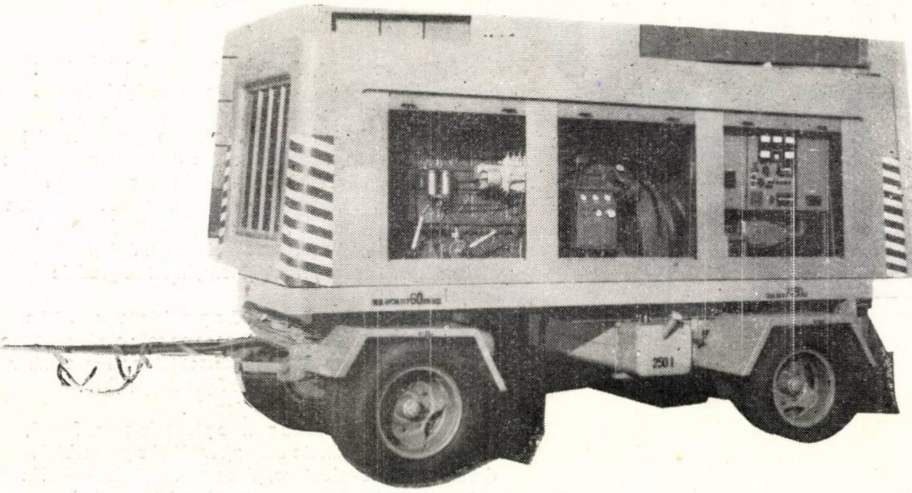
GENERATOARE MOBILE ČKD de tip GAP și PDC

Generatoarele mobile ČKD sînt fabricate de Combinatul ČKD PRAHA în două variante: modele GAP cu capacități de 23, 35, 48 sau 73 kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 110

modele PDC cu capacități de 140 sau 200kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 160

Ambele tipuri funcționează corect pe terenuri dificile și în condiții de climă severă, fiind protejate împotriva intemperiilor.

Surse de putere absolut necesare
- pe șantiere de orice categorie
- în prospecțiuni geologice
- în agricultură



Generatoarele GAP și PDC au fost livrate pînă în 1972 sub marca comercială SKODA. Întrucît uzinele producătoare de motoare diesel au fost integrate în Combinatul ČKD PRAHA, generatoarele și motoarele menționate mai sus sînt fabricate acum sub marca comercială ČKD, caracteristicile lor tehnice rămînînd aceleași.

Rețineți :

Generatoarele mobile GAP și PDC asigură necesarul de putere electrică independent de sistemul de distribuție, adică exact acolo unde aveți nevoie.

Pentru alte amănunte asupra generatoarelor mobile GAP și PDC adresați-vă exportatorului.

pragoinvest

Cutia poștală 890
PRAHA — Cehoslovacia

PUBLICOM

balkancar

Destul de puternice – **ca să ridicaţi mai mult**

Excepţional de manevrabile – **ca să executaţi mai repede**

Foarte stabile – **pentru siguranţa operaţiunilor**

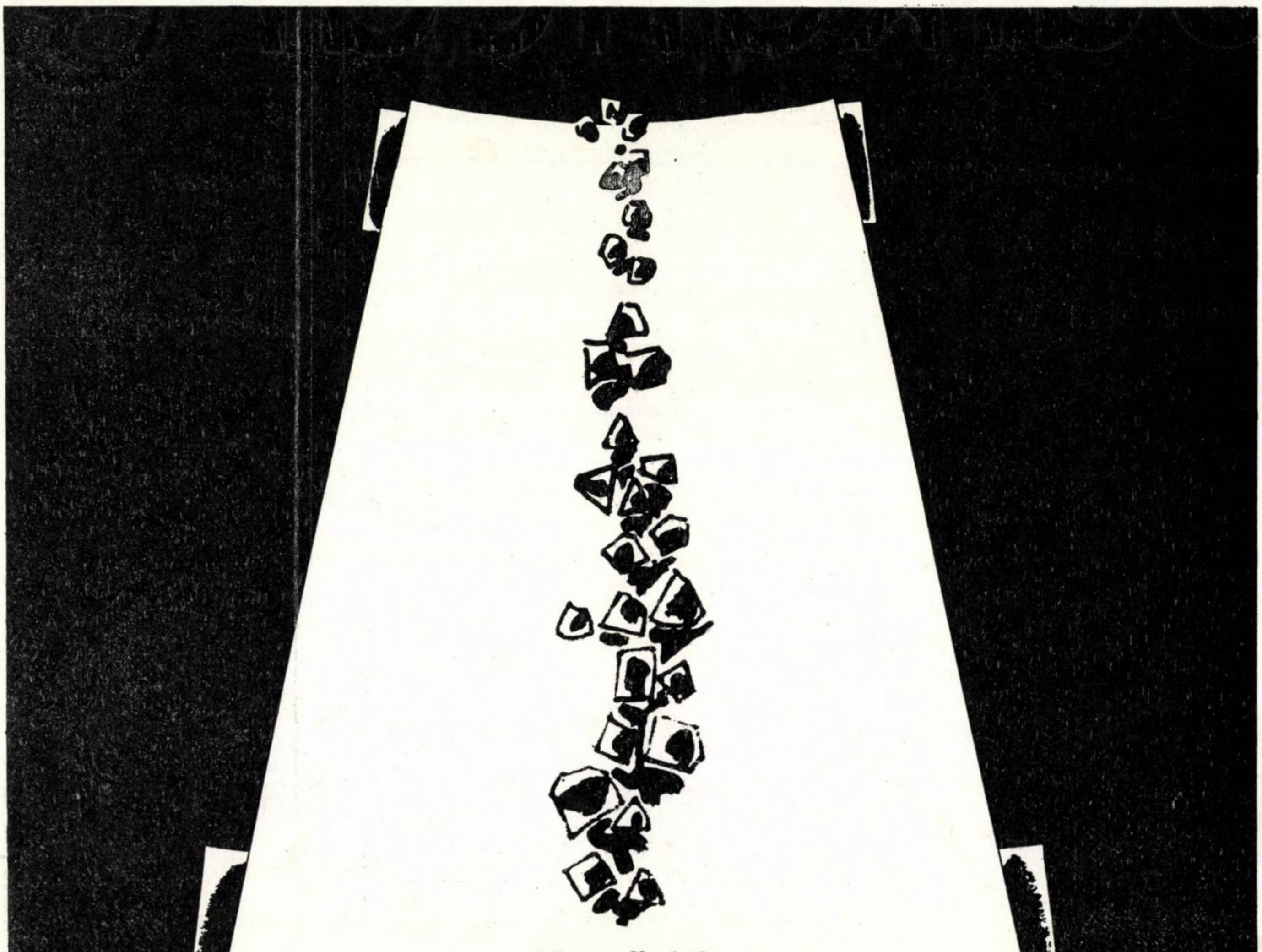
Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare – pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare – pînă la 4500 mm

EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM



Urmăriți RENTABILITATEA

CONVEIERELE S-382B sau S-938

înlocuiesc zeci de muncitori

Vehicularea sarcinii în vrac sau în piese

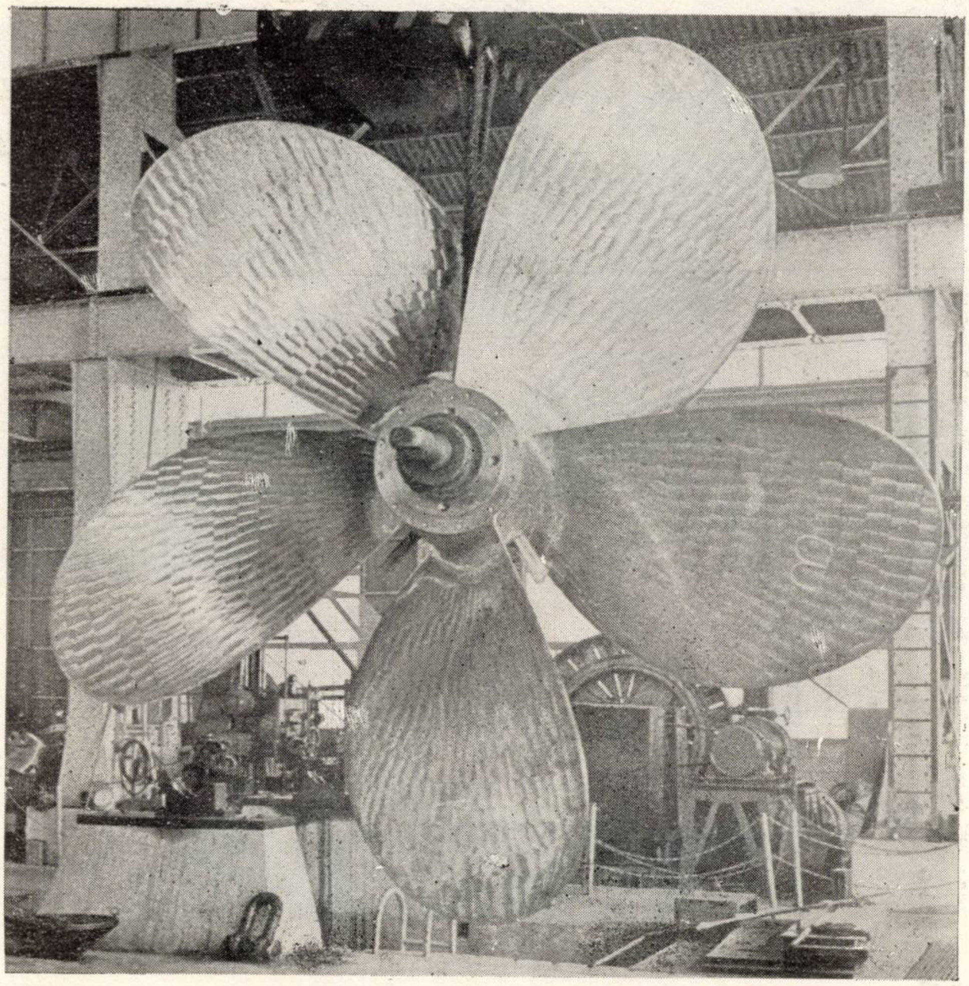
Model	S—382B	S—938
Debit, t/h	60	90
Distanța dintre axele tamburelor, m	5	10
Lățimea panglicii, mm	400	400
Masa, kg	390	650

PUBLICOM

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330

MACHINOEXPORT

207 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT



CENTROMOR

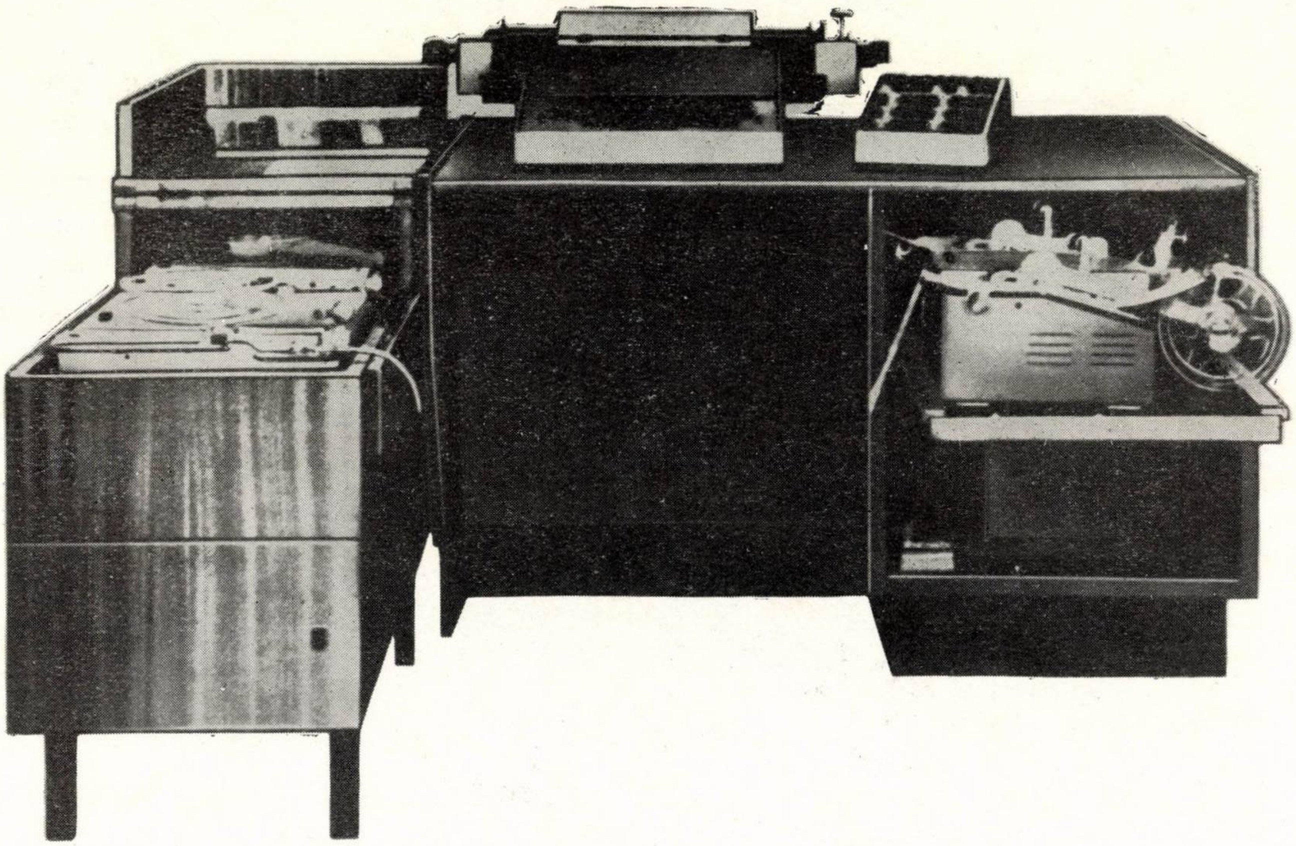
ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări.
CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM



daro Optima

ORGANIZARE ŞI SCRIERE AUTOMATĂ

Vă rugăm să solicitaţi documentaţie suplimentară

Automatele de organizare Daro-Optima-528 scriu textele de nenumărate ori şi rezolvă astfel probleme de organizare.

Ele transpun informaţii alfanumerice pe benzi sau pe cartele perforate şi pot să le citească şi să le scrie concomitent chiar dacă e vorba de formulare complicate.

Dar cînd este vorba de date variabile?

Se înregistrează prin tastare sau prin citire automată.

Deci este vorba de un sistem clar, avantajos pentru utilizatorii care prelucrează în general texte schematice.

BÜROMASCHINEN-EXPORT
GmbH-Berlin R.D.G.
108 Berlin, Friedrichstrasse 61
Republica Democrată Germană

bme

CARACTERISTICI DE BAZĂ:
- 92 de semne
- lungimea carului 32 sau 45 cm
- controlul parităţii pentru sistemul de perforare şi citire
- prelucrarea de benzi perforate cu 8 şiruri, cartele perforate şi
- formulare pliate
- secţionare 2,6 mm

PUBLICOM

Un vast sortiment de aliaje de nichel

Aliajele de nichel *WIGGIN*, produsele Uzinelor Henry Wiggin din Hereford, Anglia, își găsesc o largă utilizare, chiar și pentru cele mai complexe aplicațiuni inginerești. Uzinele produc peste șaizeci de tipuri de aliaje de nichel, multe dintre ele sub forme maleabile și sudabile, altele utilizate în producția de piese turnate. Ele se împart în trei mari grupuri :

Aliaje refractare, termostabile

Aliajele NIMONIC

Gama de aliaje NIMONIC, nichel-crom, nichel-crom-cobalt și nichel-crom-fier este destinată pentru temperaturi înalte, acolo unde vitezele de fluaj sînt strict delimitate. Aceste aliaje sînt larg utilizate la motoarele de avioane și la turbinele industriale cu gaz. Aliajele **NIMONIC alloy 75, NIMONIC alloy 80 A și NIMONIC alloy 90** sînt utilizate pe scară mare în diverse industrii ; de exemplu la supapele de eșapament ale motoarelor cu combustie internă, la camerele de precombustie și în tehnica nucleară. O serie similară de aliaje termostabile pentru turnătorie este comercializată sub marca de fabrică **NIMOCAST.**

Aliaje rezistente la coroziune

NICKEL 200

Acesta este nichel comercial pur, utilizat în fabricarea instalațiilor și echipamentului destinat uzinelor chimice, care trebuie să reziste acțiunii sărurilor alcaline și acizilor organici. Sortul *Nickel* 201, cu un conținut de carbon de maximum 0,02 %, rezistă la substanțe caustice alcaline la temperaturi depășind 300°C.

MONEL alloy 400

Acest aliaj de cupru-nichel, conținînd aproximativ 65 % nichel, prezintă bune proprietăți mecanice, pînă la 500°C. Rezistînd la atacul multor acizi organici și anorganici, baze și săruri este larg utilizat în tehnologia chimică, petrochimică și petrolieră. *MONEL alloy K*—500, care are un mic procent de aluminium și răspunde la termorigidizare prin precipitare, combină excelenta rezistență la coroziune a aliajului **MONEL alloy 400** cu proprietăți mecanice prezentate de unele aliaje de oțel supuse la tratamente termice. El este paramagnetic la temperatura camerei.

INCONEL alloy 600

Acesta este un aliaj de nichel conținînd 16 % crom și 7 % fier, rezistent la oxidare și la coroziune — prin agenți chimici — în special la temperaturi ridicate.

INCOLOY alloy 800

Acest aliaj conține 32 % nichel și 20 % crom. El prezintă o structură austenitică stabilă, bune proprietăți mecanice la temperaturi înalte și o bună rezistență la oxidare, carburare și sulfurare. Rezistența sa la coroziune, în general, și la coroziune sub tensiune fac din acest aliaj un material foarte căutat în industria chimică și petrochimică. Sub o formă diferită **INCOLOY alloy 807** este un aliaj foarte rezistent la rupere prin fluaj.

INCOLOY alloy 825

Acest aliaj conține 40 % nichel, 21 % crom, 3 % molibden, 2 % cupru și 1 % titan. Caracteristicile sale sînt similare cu acelea ale oțelurilor inoxidabile austenitice chrom-nichel, dar el este mai rezistent la atacuri, la coroziunea sub presiune și la coroziunea în puncte în prezența clorurilor acide.

Aliaje pentru rezistențe electrice

Seriile de aliaje nichel-crom și nichel-crom-fier *BRIGHTRAY* sînt destinate pentru elemente de rezistență electrică, operînd pînă la temperaturi de 1150°C în instalații casnice și industriale. **FERRY** este un aliaj de cupru-nichel destinat pentru rezistențe electrice care operează la temperaturi mai joase, prezentînd și avantajul unui coeficient de rezistență la temperaturi mai scăzute.

WIGGIN produce, de asemenea, aliaje cu dilatare reglabilă, nichel pentru industria electronică, precum și nichel și cupro-nichel pentru monetărie. Intreprinderea noastră oferă la cerere informații suplimentare asupra aliajelor de nichel WIGGIN în limba engleză, germană sau franceză.

Expediați acest cupon, sau dacă preferați scrieți-ne la adresa de mai jos.

Vă rugăm expediați-ne informații amănunțite asupra aliajelor dv.

(Vă rugăm folosiți litere majuscule)

Nume . . . .

Profesie . . . .

Numele întreprinderii . . . .

. . . .

Adresa întreprinderii . . . .

. . . .

Ne interesează :

Aliaje rezistente la coroziune

Aliaje termostabile

Aliaje pentru rezistențe electrice

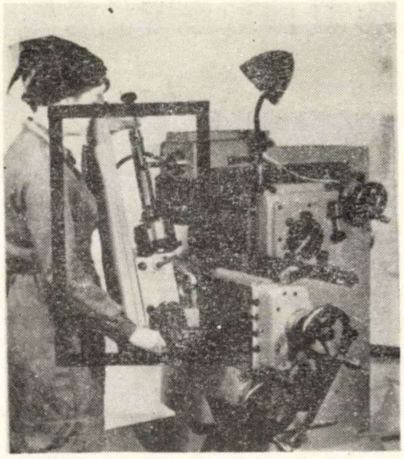
Aliaje de nichel pentru alte scopuri

(Indicați care anume). R/E/1

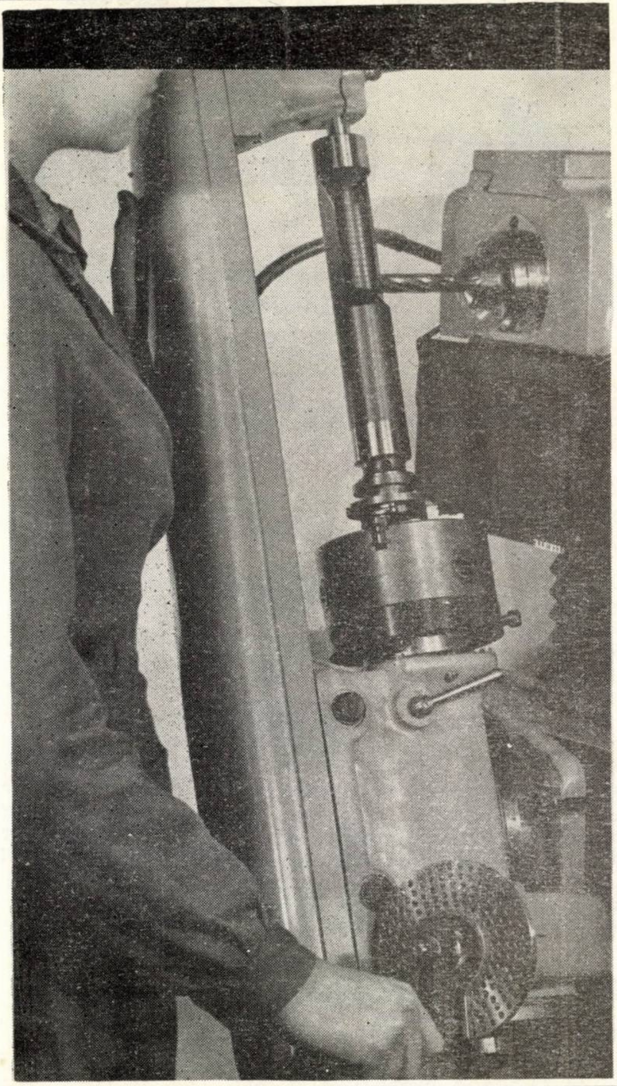
WIGGIN, NIMONIC, NIMOCAST, MONEL, INCONEL, INCOLOY, BRIGHTRAY și FERRY sînt mărci înregistrate.

Holmer Road, Hereford, United Kingdom
WIGGIN NICKEL ALLOYS

PUBLICOM



Operațiuni de frezare complicate



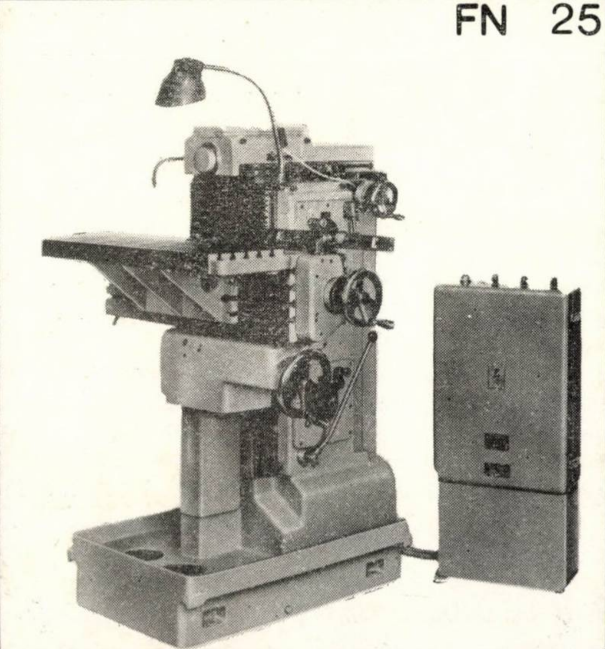
pot fi executate cu succes, dacă se utilizează o mașină-unealtă de frezat din seria FN 25, pentru fabricarea sculelor, formelor, matrițelor și a altor piese avînd forme complexe.

Numeroasele accesorii speciale măresc universalitatea mașinii care poate efectua și alte operații, ea fiind prevăzută cu un cap vertical, cu un cap de frezat rapid și cu un cap de percuție, o masă rotativă, un aparat distribuitor, un culbutor și alte dispozitive adecvate. Mașina de frezat FN 25 OPTIK este dotată cu un aparat optic pentru citiri pentru fiecare axă. Precizia măsurării este de 0,01 mm oferind și posibilitatea unei interpolări de 0,005 mm ; această mașină reprezintă așadar o mașină de frezat coordonatoare.

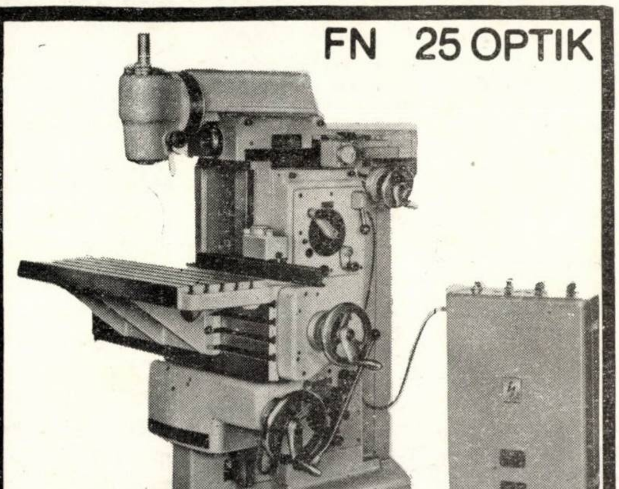
TOS

Strojimport

Vinohradská 184, Praga 3 — Č.S.S.R.



FN 25



FN 25 OPTIK

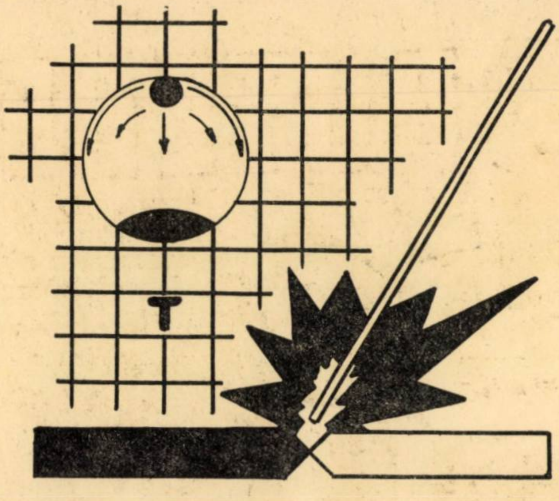
PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

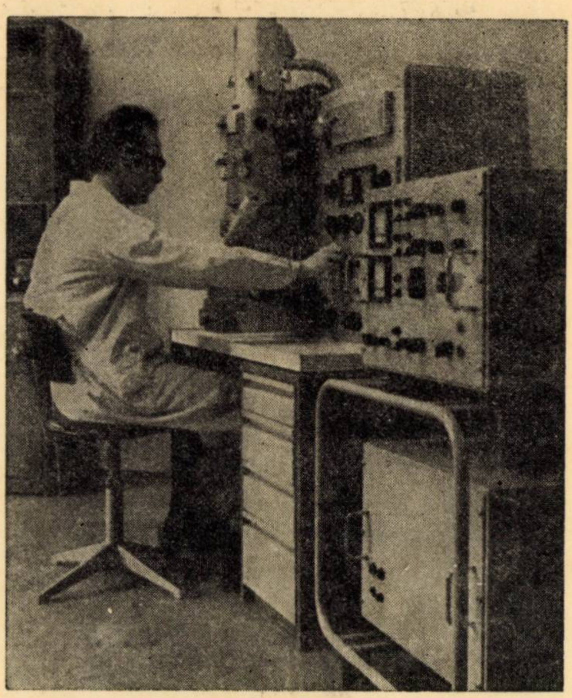
M.I.C.M.—D.G.D.R.I.

CENTRUL DE SUDURA SI INCERCARI LA OBOSEALA

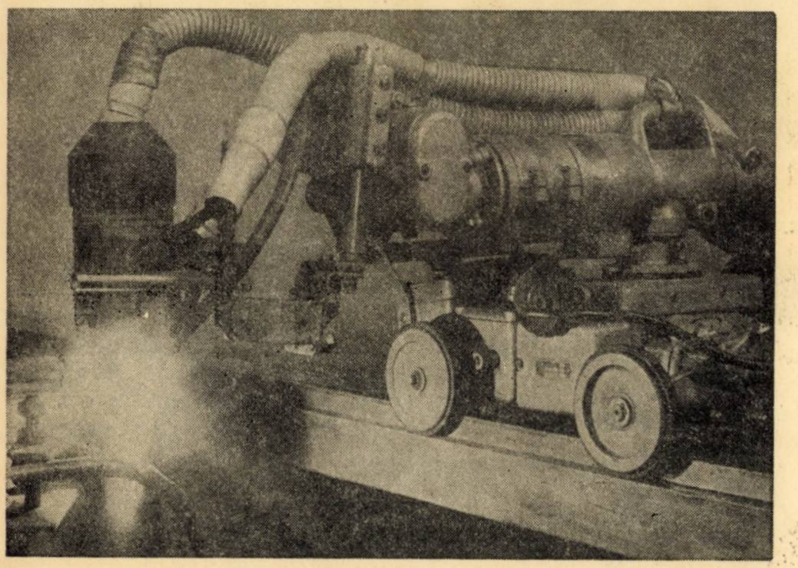
TIMISOARA



EFECTUEAZĂ, PE BAZĂ DE CONTRACTE, STUDII ŞI CERCETĂRI PRIVIND:



- Tehnologii de sudare a oţelurilor
- Tăiere şi sudare cu plasmă şi microplasmă
- Dezvoltarea materialelor pentru sudare — oţeluri, electrozi, fluxuri
- Examinarea compatibilităţii la sudare (metale, materiale de adaos)
- Încercări mecanice pentru metale şi îmbinări sudate
- Control defectoscopic — ultrasonic şi magnetic
- Examinări la frecare-uzare, pentru metale şi garnituri de fricţiune
- Analize chimice — analize metalografice — optice şi electronice
- Determinări extensometrice (mecanice, optice, electrice)



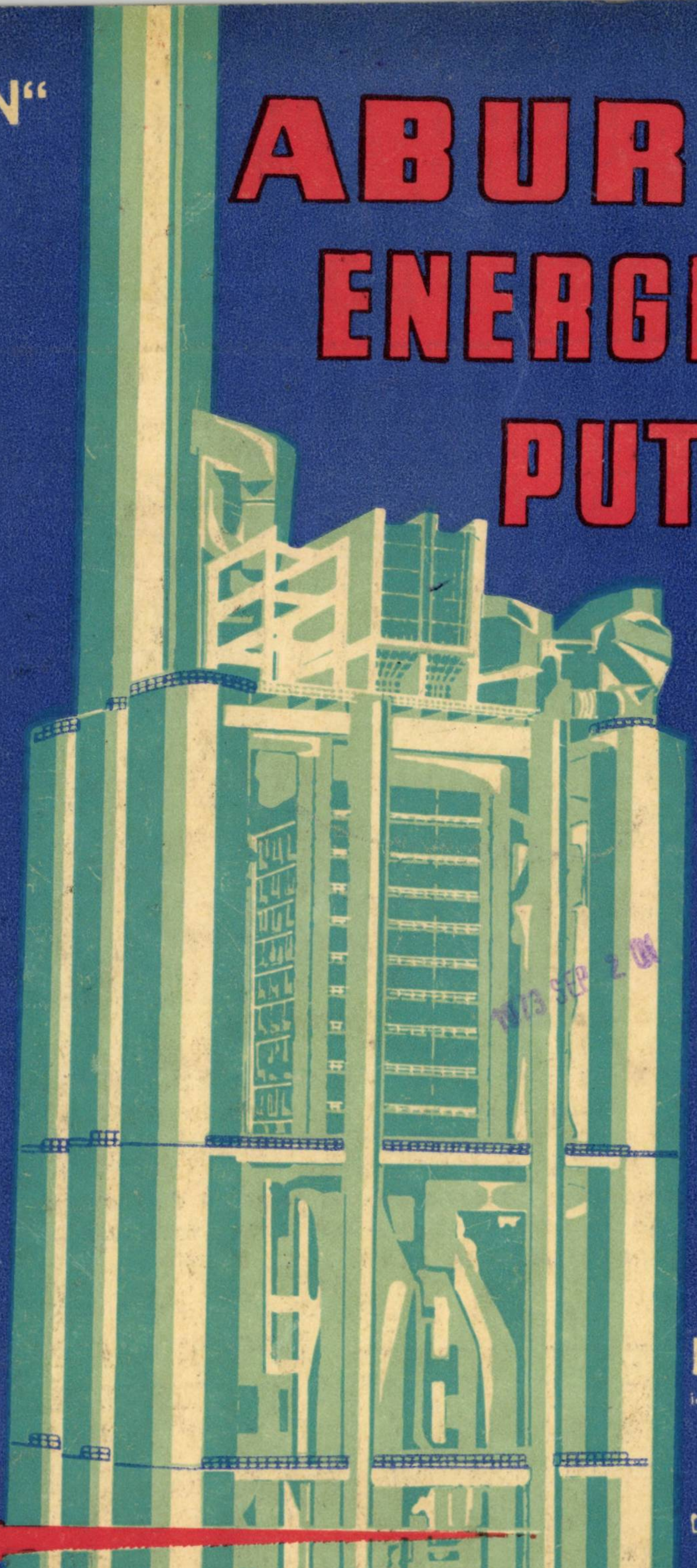
ACORDĂ ASISTENŢĂ TEHNICĂ ŞI ORGANIZEAZĂ CURSURI DE SPECIALIZARE

CSIO

TIMIŞOARA
Bd. Mihai Viteazu nr. 30
Telefon 1.32.68—8.19.42

UZINA
„VULCAN"
BUCUREŞTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR ENERGIE PUTERE



1973 SEP 20

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

EXPORT
în 30 ţări
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUŢII ORIGINALE ŞI DUPĂ LICENŢE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIŢII AVANTAJOASE

É 3279

R REFERÁLVA

CONSTRUCTIA
DE MASINI

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

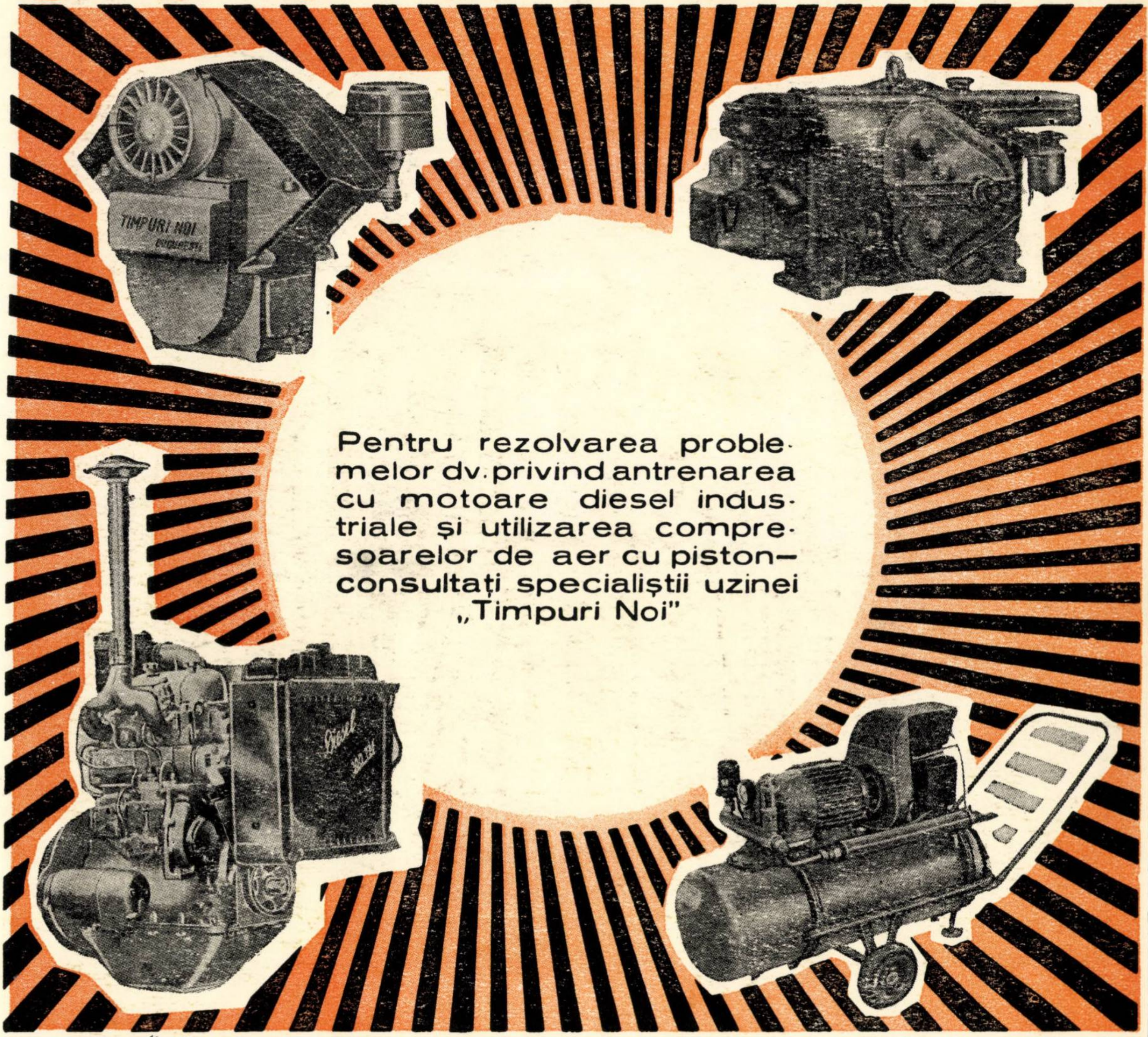
4

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXV • nr. 4 • APRILIE 1973

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI



Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

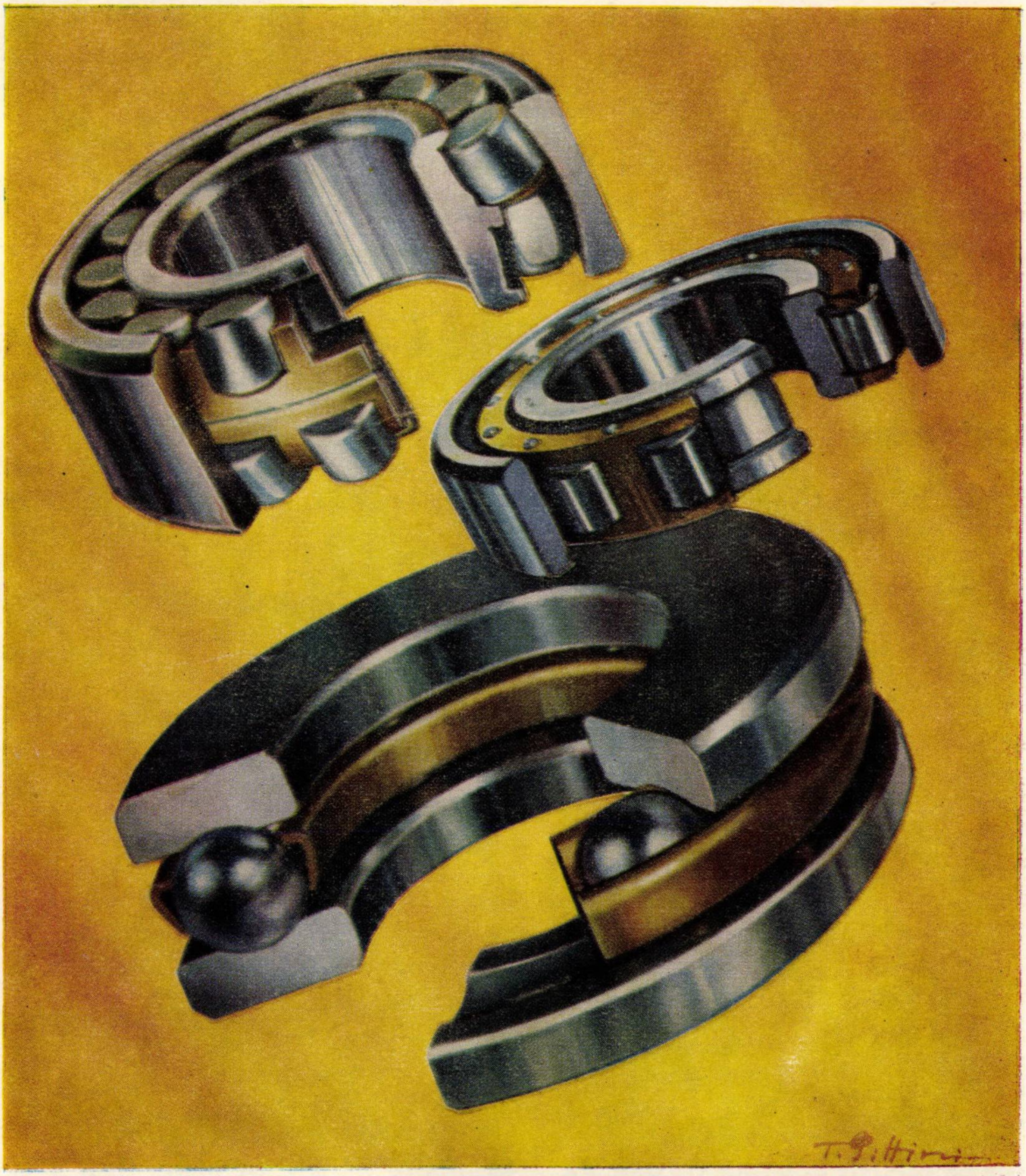
Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM² PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

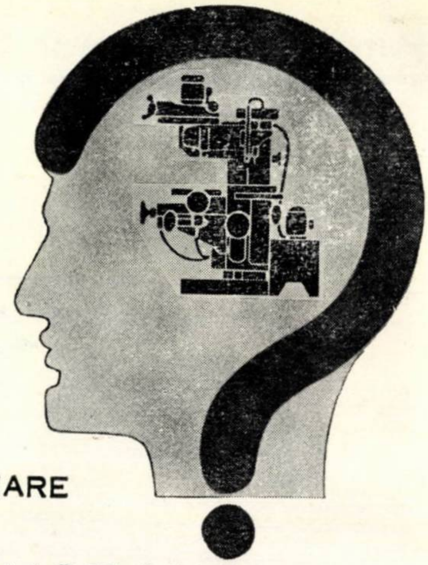
Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD



vă stă la dispoziție
cu o gama variată
de rulmenți

- Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
- Rulmenți cu role cilindrice
- Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
- Rulmenți de construcție specială ca:
  - rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  - rulmenți pentru utilaj petrolier
  - rulmenți pentru tractoare și camioane etc.



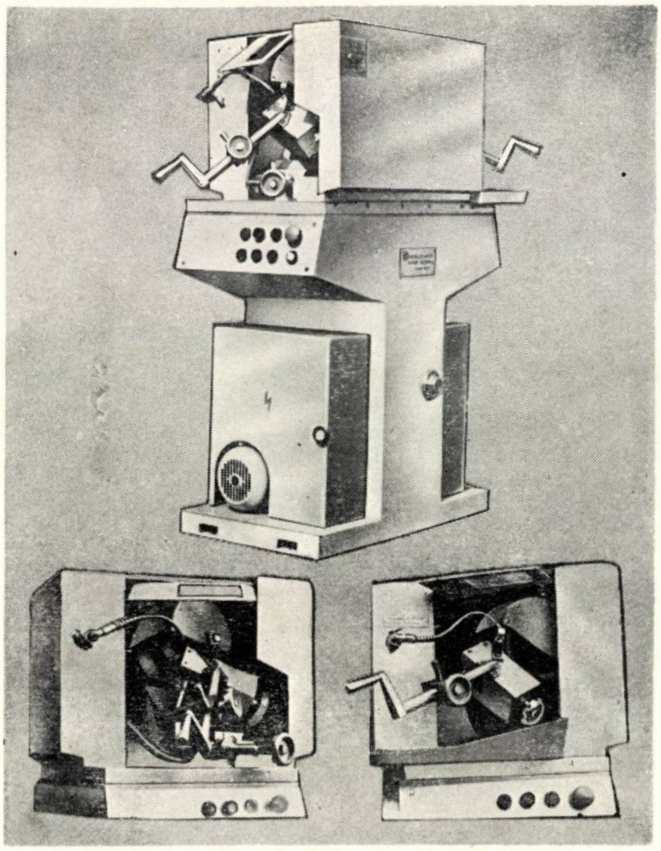
DORIŢI

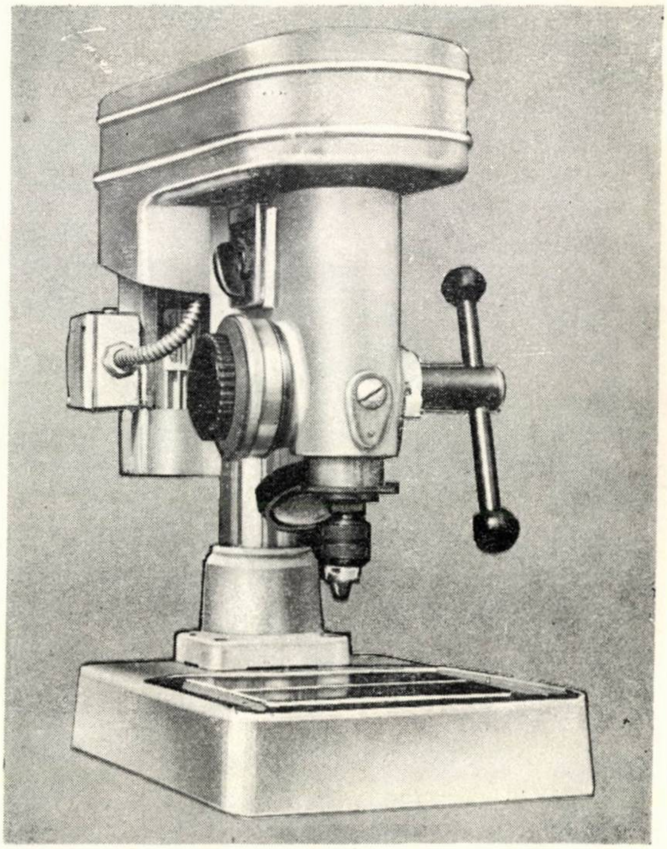
CA UNITATEA DV. SĂ FIE DOTATĂ CU MAŞINI DE MARE PRODUCTIVITATE ŞI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ-SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

vă poate oferi:





MAŞINA DE ASCUŢIT BURGHIE TIP MAB-65

Maşina este destinată ascuţirii burghielor elicoidale în gama de la ∅ 5 la ∅ 65 mm, după suprafeţe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" şi „ELBI."

Burghiele ascuţite pe această maşină au o durată de utilizare de 4—12 ori mai mare decît burghiele ascuţite prin procedeele clasice.

MAŞINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6-M

Maşina este destinată operaţiilor de găurire pînă la ∅ 6 mm.

Se mai pot executa operaţii de adîncire, lamare, lărgire.

Maşina are 10 trepte de turaţie cuprinse în intervalul 1320—11800 rot/min.

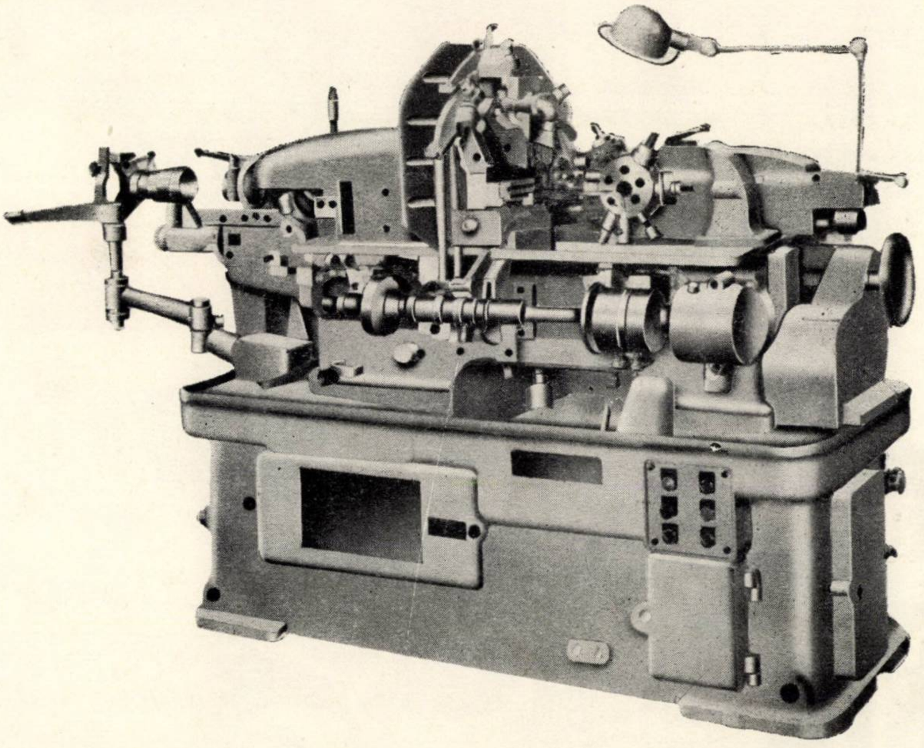
ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI **PRODUCE:**

● ferăstrae alternative FA — 300 ● maşini de găurit G — 13 ● maşini de tăiat oţel beton — FTOB ● maşini de roluit tablă MRT — 1,5 ● maşini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD—500 şi PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanţi, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ŞI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAŞINI-UNELTE.

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANŢĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



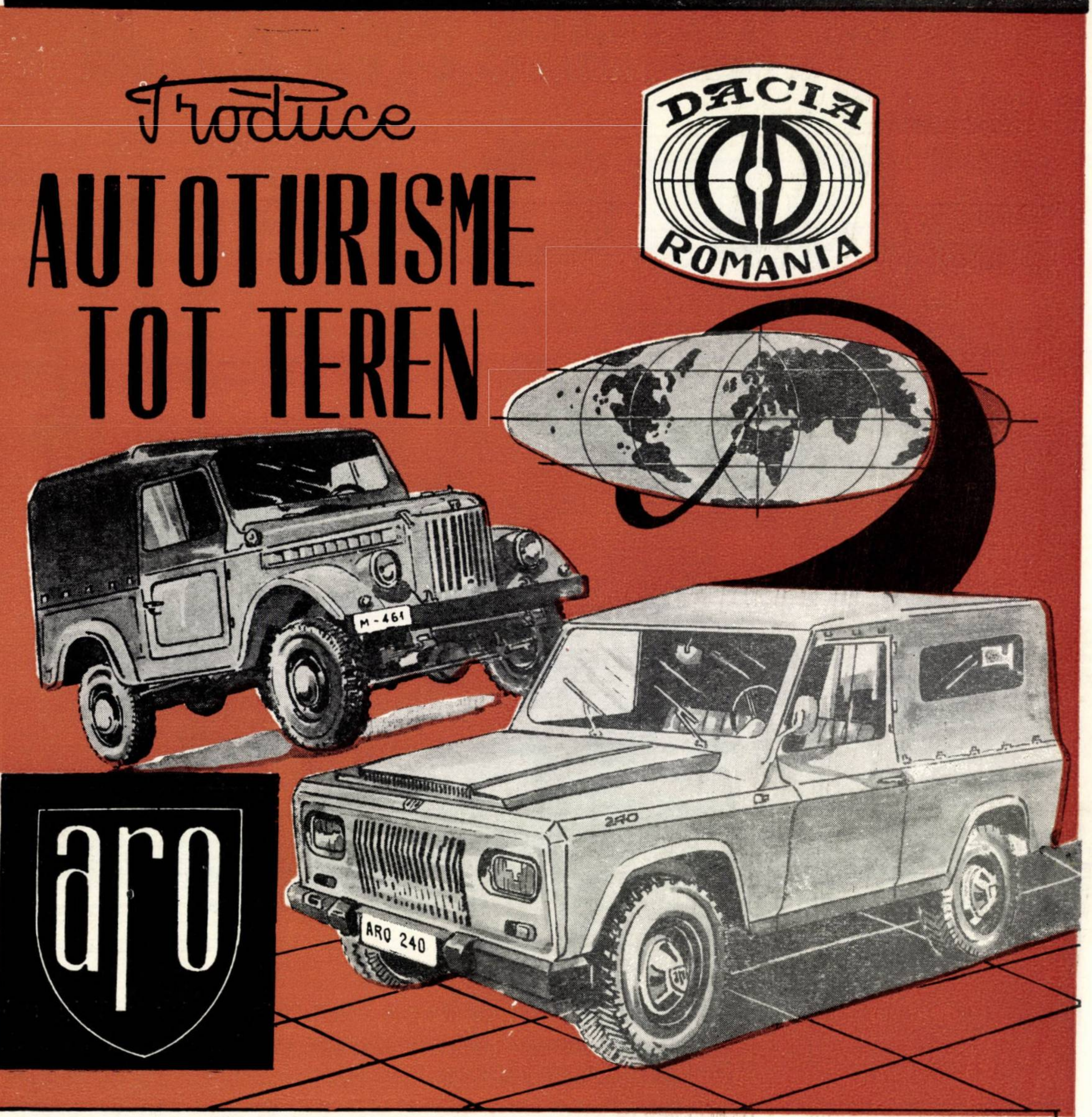
Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilităţi multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate şi precizie ridicată.

Pentru soluţionarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiştii noştrii vă stau la dispoziţie.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIŞTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL



Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut și apreciat în toată lumea.
Caracteristicile sale de trecere sînt excepționale:

CARACTERISTICI	**ARO** M461-C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcția lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele și neamenajate, în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane și marfă	8 pers. sau 0,650 t	8 pers. sau 0,700 t	5 pers. sau 0,535 t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 CP la 4000 rot/min	80 CP la 4200 rot/min	80 CP 4200 rot/min
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL

CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEȚUL ARGEȘ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷ 1006 Telex: 018259

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ŞTIINŢIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETARI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, APRILIE Nr. 4, 1973

CUPRINS

Benche, V.:	**Contribuţii la definirea şi aprecierea comparativă a servomecanismelor hidraulice de direcţie.**	193
Bublic, Al. şi Topal, D.:	**Elevatoare vibrante**	196
Coşereanu, I., Deutsch, I., Neamţu, T. şi Sperchez, Fl.:	**Calculul de verificare a rezistenţei unui arbore cotit cu luarea în considerare a jocurilor din lagăre.**	201
Guran, M.:	**Aspecte ale utilizării informaticii în construcţia de maşini şi aparate.**	203
Iliescu, C.:	**Calculul strîngerii combinate a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel.**	207
Moise, I,:	**Pierderi de presiune locale în sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte**	210
Piţulescu, Gh. şi Ojovan, M.:	**Mărirea duratei de exploatare a barelor de torsiune pentru suspensia autovehiculelor de mică capacitate.**	219
Raţiu, M.:	**Analiza spectrului solicitărilor din sudurile şasiurilor de boghiuri.**	231
Sălăgean, Tr., Sarlău, C. şi Sporea, I.:	**Influenţa adaosului de oxigen la sudarea în mediu de bioxid de carbon a oţelului slab aliat cu mangan.**	235
Stoica, N.:	**Proiectarea raţională a camerelor de ardere în piston.**	239
Şontea, S.:	**Consideraţii privind posibilităţile de utilizare a aliajelor cupru-nichel în industrie.**	242
Şova, M.:	**Utilizarea diagramei I-X pentru amestecul vapori de benzină-aer în procesul de formare a amestecului carburant la motoare cu aprindere prin scînteie.**	245
Toşev, N.	**Unele particularităţi privind proiectarea suspensiei combinate cu arc nemetalic suplimentar cu caracteristică neliniară**	249
Vaida, Al. şi Velicu, S.:	**Verificări asupra preciziei cinematice a maşinilor de frezat roţi dinţate.**	251
Voia, I., Cîmpian, V. şi Zsembinski, S.:	**Aplicarea hidrodinamicii reţelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice.**	255
DOCUMENTARE		258
RECENZII		261
CRONICĂ		263
REVISTA REVISTELOR		269

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă, ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

SUMAR

CZ 621-526

Benche V : **Contribuții la definirea și aprecierea comparativă a servomecanismelor hidraulice de direcție.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 193-195

CZ 621.86

Bublic Al. și *Topal D.* : **Elevatoare vibrante.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 196-200

CZ 621.824.3.001.24

Coșereanu, I., Deutsch, I. Neamțu, T. Sperchez. Fl. : **Calculul de verificare a rezistenței unui arbore cotit cu luarea în considerare a jocurilor din lagăre.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 201-203

CZ 621 : 681.2 : 002

Guran, M. : **Aspecte ale utilizării informaticii în construcția de mașini și aparate.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 203-207

CZ 621.98 : 669.14-414-229.3.001.24

Iliescu, C. : **Calculul strîngerii combinate a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 207-209

CZ 621.9-522.2

Moise, I. : **Pierderi de presiune locale în sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 210-219

CZ 629.113.012.8

Pițulescu, Gh. și *Ojovan, M.* : **Mărirea duratei de exploatare a barelor de torsiune pentru suspensia autovehiculelor de mică capacitate**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 219-231

CZ 621.791 : 629.113.011.4

Rațiu. M. : **Analiza spectrului solicitărilor din sudurile șasiurilor de boghiuri.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 231-234

CZ 621.791.9 : 669.15'74-194.2

Sălăgean, Tr., Sarlău, C. și *Sporea, I.* : **Influența adaosului de oxigen la sudura în mediu de bioxid de carbon a oțelului slab aliat cu mangan.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 235-238

CZ 621.43.056.001.13

Stoica, N. : **Proiectarea rațională a camerelor de ardere în piston.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 239-242

CZ 669 35'24

Șontea, S. : **Considerații privind posibilitățile de utilizare a aliajelor cupru-nichel în industrie.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 242-244

CZ 621.43.04

Șova, N. : **Utilizarea diagramei I — X pentru amestecul vapori de benzină — aer în procesul de formare a amestecului carburant la motoare cu aprindere prin scînteie**

Construcția de Mașini (1973), nr. 4, p. 245-249

CZ 629.113.012.8.001.13

Toșev, N. : **Unele particularități privind proiectarea suspensiei combinate cu arc nemetalic suplimentar cu caracteristică neliniară.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 249-251

CZ 621.914.6 : 621.833

Vaida, Al. și *Velicu, S.* : **Verificări asupra preciziei cinematice a mașinilor de frezat roți dințate**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 251-255

CZ 621.224-253.001.13

Voia, I., Cîmpian, V. și *Zsembinski, S.* **Aplicarea hidrodinamicii rețelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 4, p. 255-258

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini Grele și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea științifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25. Redacția: București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul, Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23-25, c. 2624

Taxele poștale pentru anul 1973, plătite în cont-avans conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

дк 621–526

Бенке, В.: **Вклад в определение и сравнительную оценку гидравлических сервомеханизмов рулевого управления.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4. стр. 193–195

дк 621.86

Бублик Ал. и *Топал, Д:* **Вибрирующие элеваторы.**

Constructia de Maşini 25 (1973). 4. стр. 196–200

дк 621.824.3.001.24

Кошеряну. И., Дейтч, И., Нямцу, Т., Сперкез Фл:, **Расчет на прочность коленчатого вала с учетом зазора в подшипниках.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 201–203

дк 621 : 681.2 : 002

Гуран, М.: **Аспекты использования информаций в машино- и приборостроении.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 203–207

дк 621.98 : 669.14–414–229.3.001.24

Илиеску, К.: **Расчет комбинированного натяга полуфабрикатов при вытяжке деталей из листовой стали.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 207–209

дк 621.9–522.2

Мойсе, И.: **Потери местного давления в гидростатических системах станков.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 210–219

дк 629.113.012.8

Пицулеску, Г. и *Ожэван, М.:* **Увеличение срока службы торсионной подвески автомобилей малой мощности.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 219–231

дк 621.791 : 629.113.011.4

Рациу, М.: **Анализ спектра нагрузки при сварке шасси тележек.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 231–234

дк 621.791.9 : 669.15'74–194.2

Сэлэджан, Тр., Сарлэу, К. и *Споря, И.:* **Влияние добавки кислорода при сварке в среде двуокиси углерода низколегированной марганцевой стали.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 235–238

дк 621.43.056.001.13

Стойка, Н.: **Рациональное проектирование поршневых камер горения**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 239–242

дк 669.35'24

Шонтя, С.: **О возможностях применения медно-никелевого сплава в промышленности.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 242–244

дк 621.43.04

Шова, М.: **Применение диаграммы I—X для смеси паров бензин-воздух в процессе образования горючей смеси в двигателях с искровым зажиганием.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр 245–249

дк 629.113.012.8.001.13

Тошев, Н.: **Некоторые особенности проектирования комбинированной подвески с неметаллической дополнительной пружиной с нелинейной характеристикой.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4. стр. 249–251

дк 621.914.6 :621.833

Вайда, Ал. и *Велику, С.:* **Проверка кинематической точности зуборезных станков.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 251–255

дк 621.224–253.001.13

Воиа, И., Кымпян, В. и *Зембински, С.:* **Применение гидродинамики системы профилей при проектировании роторов гидравлических турбин.**

Constructia de Maşini 25 (1973), 4, стр. 255–258

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621–526

Benche, V. : **Beiträge zur Bestimmung und Vergleichsbewertung der hydraulischen Lenkungshilfen.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 193–195

DK 621.86

Bublic, Al., und *Topal D.* : **Schwingungsförderer.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 196–200

DK 621.824.3.001.24

Coşereanu, I., Deutsch, I., Neamţu, T. Sperchez, Fl. : **Prüfberechnung der Festigkeit einer Kurbelwelle mit Berücksichtigung des Lagerspiels.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 201–203

DK 621 : 681.2 : 002

Guran, M. : **Aspekte der Informatikanwendung im Bau von Maschinen und Apparaten.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 203–207

DK 621.98 : 669.14–414–229.3.001.24

Iliescu, C. : **Berechnung der kombinierten Einspannung der Rohlinge beim Pressziehen der Werkstücke aus Stahlblech.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 207–209

DK 621.9–522.2

Moise, I. : **Lokale Druckverluste in den hydrostatischen Systemen der Werkzeugmaschinen.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 210–219

DK 629.113.012.8

Piţulescu, Gh. und *Ojovan, M.* : **Erhöhung der Betriebsdauer der Drehfederstäbe für die Aufhängung bei Kraftfahrzeugen von kleiner Kapazität.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 219–231

DK 621.791 : 629.113.011.4

Raţiu, M. : **Spektrumanalyse der Belastungen an den Schweiss stellen der Drehgestellrahmen.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 231–234

DK 621.791.9 : 669 15'74–194.2

Sălăgean, Tr., Sarlău, C. und *Sporea, I.* : **Einfluss des Sauerstoffzusatzes beim Schweissen schwach legierter Stähle mit Mangan in Kohlendioxyd-Schutzgashülle.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 235–238

DK 621.43.056.001.13

Stoica, N. : **Rationeller Entwurf der Verbrennungskammern mit Kolben.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 239–242

DK 669.35'24

Şontea, S. : **Erwägungen in bezug auf die Anwendungsmöglichkeit der Kupfer-Nickel-Legierungen in der Industrie.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 242–244

DK 621.43.04

Şova, M. : **Anwendung des I–X Diagramms für das Gemisch Benzindämpfe-Luft im Bildungsprozess des Verbrennungsgemisches bei Ottomotoren.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 245–249

DK 629.113.012.8.001.13

Toşev, N. : **Eigenheiten bei der Entwicklung der kombinierten Aufhängung mit zusätzlicher Nichtmetallfeder mit nichtlinearer Kennlinie.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4. S. 249–251

DK 621.914.6 : 612.833

Vaida, Al. und *Velicu, S.* : **Überprüfung der kinematischen Genauigkeit der Zahnradfräsen.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 251–255

DK 621.224–253.001.13

Voia, I., Cîmpian, V. und *Zsembinski, S.* : **Anwendung der Hydrodynamik der Profilnetze bei der Entwicklung der Wasserturbinenläufer.**

Constructia de Maşini 25 (1973), H. 4, S. 255–258

CONTENTS

DC 621–526
Benche, V. : **Contributions to the definition and comparative appreciation of hydraulic steering servomechanisms.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 193–195

DC 621.86
Bublic, Al. and *Topal, D.* : **Vibrating elevators.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 196–200

DC 621.824.3.001.24
Coşereanu, I., Deutsch, I., Neamţu. T. and *Sperchez, Fl.* : **Checking computation of the resistance of a crankshaft, taking account of the bearings clearance.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 201–203

DC 621 : 681.2 : 002
Guran, M. : **Use of informatics in machinery and apparatus building.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 203–207

DC 621.98 : 669.14–414–229.3.001.24
Iliescu, C. : **Calculation of combined tightening of semifabs in pressing parts made of steel sheet.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 207–209

DC 621.9–522.2
Moise, I. : **Local drops in pressure in the hydrostatic system of machine-tools.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 210–219

DC 629.113 012.8
Piţulescu, Gh. and *Ojovan, M.* : **Increasing the working life of torsion bars used for the suspension of low capacity motor vehicles.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 219–231

DC 621.791 : 629.113.011.4
Raţiu, M. : **Analysis of the spectrum of stresses occurring in welded bogie chassis.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 231–234

DC 621.791.9 : 669.15'74–194.2
Sălăgean, Tr., Sarlău, C. and *Sporea, I.* : **Influence of oxygen addition to carbon dioxide shielded manganese-arc welding of low alloy steel.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 235–238

DC 621.43.056.001.13
Stoica, N. : **Rational designing of piston-equipped combustion chambers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 239–242

DC 669.35'24
Şontea, S. : **Considerations on the utilization of copper-nickel alloys in industry.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 242–244

DC 621.43.04
Şova, M. : **Use of the I–X diagram for aerogen gas in the generation process of the fuel-air mixture used in spark ignition engines.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 245–249

DC 629.113.012.8.001.13
Toşev, N. : **Some peculiarities regarding designing of combined suspension with additional non-metallic spring with non-linear characteristic.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 249–251

DC 621.914.6 : 621.833
Vaida, Al. and *Velicu, S.* : **Checking the kinematic accuracy of gear milling machines.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 251–255

DC 621.224–253.001.13
Voia, I., Cîmpian, V. and *Zsembinski, S.* : **Application of the hydrodynamics of systems of profiles in designing hydraulic turbine impellers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 255–258

SOMMAIRE

CD 621–526
Benche, V. : **Contributions à la définition et à l'appréciation comparative des servomécanismes hydrauliques de direction.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 193–195

CD 621.86
Bublic, Al. et *Topal, D.* : **Elévateurs vibrants.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 196–200

CD 621.824.3.001.24
Coşereanu, I., Deutsch, I., Neamţu, T., Sperchez, Fl. : **Le calcul de vérification de la résistance d'un villebrequin en tenant compte du jeu des paliers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 201–203

CD 621 : 681.2 : 002
Guran, M. : **Aspects de l'emploi de l'informatique dans la construction des machines et des appareils.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 203–207

CD 621.98 : 669.14–414–224.3.001.24
Iliescu, C. : **Le calcul du serrage combiné des demi-produits lors de l'emboutissage des pièces en tôle d'acier.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 207–209

CD 621.9–522.2
Moise, I. : **Pertes locales de pression dans les systèmes hydrostatiques des machines-outils.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 210–219

CD 629.113.012.8
Piţulescu, Gh, et *Ojovan, M.* : **L'augmentation de la durée d'exploitation des barres de torsion pour la suspension des véhicules de petite capacité.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 219–231

CD 621.791 : 629.113.011.4
Raţiu, M. : **L'analyse des sollicitations dans les soudures des châssis de boggies.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 231–234

CD 621.791.9 : 669.15'74–194.2
Sălăgean, Tr., Sarlău, C. et *Sporea, I.* : **L'influence de l'addition d'oxygène lors du soudage, sous bioxyde de carbone, de l'acier faiblement allié au mangane.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 235–238

CD 621.43.056.001.13
Stoica, N. : **L'établissement rationnel du projet des chambres de combustion à piston.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 239–242

CD 669.35'24
Şontea, S. : **Considérations sur les possibilités d'emploi des alliages cuivre-nickel dans l'industrie.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 242–244

CD 621.43.04
Şova, M. : **L'utilisation du diagramme I–X, pour le mélange vapeur d'essence-air, dans le processus de la formation du mélange carburant dans les moteurs à allumage par étincelle**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 245–249

CD 629.113.012.8.001.13
Toşev, N. : **Quelques particularités de la suspension à arc non métallique supplémentaire, à caractéristique non linéaire.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 249–251

CD 621.914.6 : 621.833
Vaida, Al. et *Velicu, S.* : **Vérifications de la précision cinétique des machines à fraiser les engrenages.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 4, p. 251–255

CD 621.224–253.001.13
Voia, I., Cîmpian, V. et *Zsembinski, S.* : **L'application de la hydrodynamique des réseaux de profils à l'établissement du projet des rotors des turbines hydrauliques.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 4, p. 255–258

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CZ 621-526

Contribuţii la definirea şi aprecierea comparativă a servomecanismelor hidraulice de direcţie

Dr. ing. Victor BENCHE – Universitatea din Braşov

Servodirecţia hidromecanică reprezintă o transmisie hidraulică de urmărire după o coordonată. Calităţile funcţionale ale servodirecţiei sînt determinate de schema sa hidraulică, de tipul şi calitatea execuţiei dispozitivelor sale (de distribuţie, de centrare, de reacţie etc.), de încadrarea sa în sistemul de direcţie al autovehiculului, de caracterul sarcinilor exterioare, de existenţa unor surse perturbatoare externe sau interne.

Definirea calităţilor funcţionale ale servomecanismelor hidromecanice de direcţie şi sinteza lor sînt făcute în lucrările [2] şi [3].

Servodirecţia cu legătură deschisă între elemente (fig. 1) se bazează pe posibilitatea reglării debitului de lichid în momentul hidrostatic, a limitării variaţiei anumitor parametri fizici (presiunea maximă, cursa servomotorului etc.) şi a reglării suplimentare prin intervenţiile corespunzătoare ale conducătorului la volan (pentru a înlătura discordanţa dintre mişcarea de comandă a volanului şi mişcarea de urmărire a roţilor de direcţie, în cazul unor acţiuni perturbatoare care modifică caracteristica de lucru a sistemului).

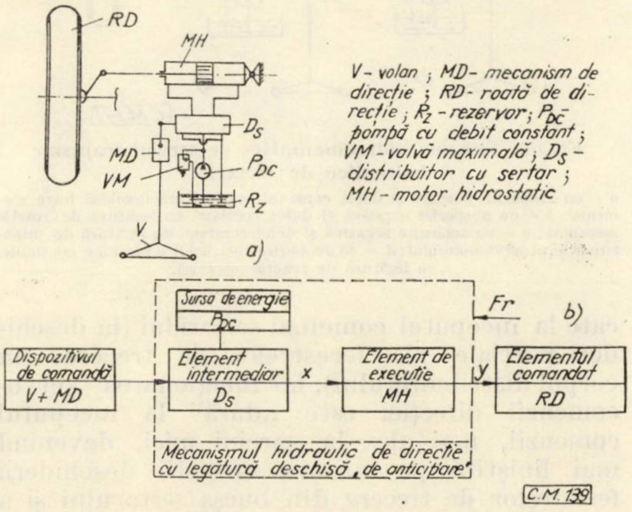

RD
MH
D_S
MD
VM
P_{DC}
R_Z
V
a)
V- volan ; MD- mecanism de direcţie ; RD- roată de direcţie ; R_Z - rezervor ; P_{DC} - pompă cu debit constant ; VM - valvă maximală ; D_S - distribuitor cu sertar ; MH - motor hidrostatic
Sursa de energie
P_{DC}
Fr
b)
Dispozitivul de comandă
V+MD
Element intermediar
D_S
x
Element de execuţie
MH
y
Elementul comandat
RD
Mecanismul hidraulic de direcţie cu legătură deschisă „de anticipare"
C.M. 139

Fig. 1. Schema constructivă (a) şi structurală (b) a servodirecţiei hidraulice cu legătură deschisă între elemente: V – volan ; MD – mecanism de direcţie ; RD – roată de direcţie ; Rz – rezervor ; P_{DC} – pompă cu debit constant ; VM – valvă maximală ; D_S – distribuitor cu sertar ; MH – motor hidrostatic.

Din analiza calităţii sistemului rezultă că precizia de execuţie a virării roţilor de direcţie nu este îmbunătăţită prin prezenţa servocomenzii cu sistem deschis, variaţia variabilei reglate fiind direct proporţională cu variaţia funcţiei de transmitere şi deci precizia sistemului nefiind mai mare decît precizia funcţiei de transmitere a regulatorului însuşi. Cu toate acestea, sistemul deschis prezintă avantajul că semnalul necesar pentru punerea lui în funcţiune poate fi trimis cu anticipare, datorită cărui fapt întîrzierea sistemului poate fi micşorată ; deci el permite o „legătură de anticipare", caracteristică modului de lucru al unui şofer care nu se ghidează numai după abaterile autovehiculului faţă de diverse puncte de orientare de pe traseu.

Servodirecţia cu legătură închisă între elemente permite sincronizarea, după viteza şi direcţia mişcării a elementului de comandă-volanul — şi de urmărire-roţile de direcţie — , compensînd automat influenţa acţiunilor perturbatoare (fig. 2). Răspîndirea cea mai mare au căpătat-o sistemele la care corecţia erorii se realizează în cazul variaţiei semnului erorii, a valorii şi a vitezei de creştere a erorii.

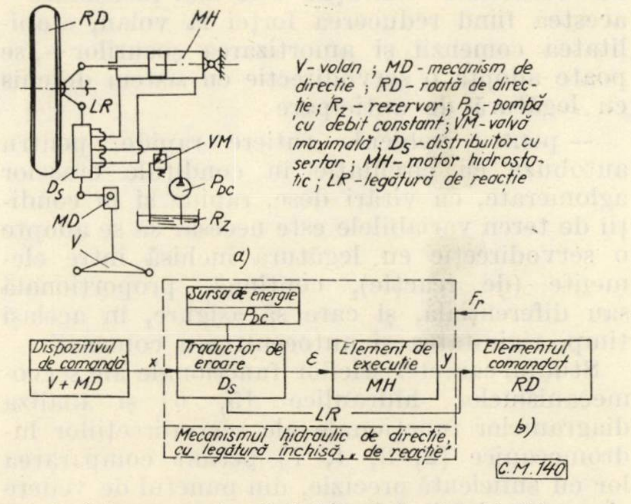

RD
MH
LR
VM
D_S
P_{DC}
MD
R_Z
V
a)
V- volan ; MD - mecanism de direcţie ; RD - roată de direcţie ; R_Z - rezervor ; P_{DC} - pompă cu debit constant ; VM - valvă maximală ; D_S - distribuitor cu sertar ; MH - motor hidrostatic ; LR - legătură de reacţie
Sursa de energie
P_{DC}
F_r
Dispozitivul de comandă
V+MD
x
Traductor de eroare
D_S
ε
Element de execuţie
MH
y
Elementul comandat
RD
LR
b)
Mecanismul hidraulic de direcţie, cu legătură închisă „de reacţie"
C.M. 140

Fig. 2. Schema constructivă (a) şi structurală (b) a servodirecţiei hidraullce cu legătură închisă între elemente: V – volan ; MD – mecanism de direcţie ; RD – roată de direcţie ; Rz – rezervorr ; P_{DC} – pompă cu debit constant ; VM – valvă maximală ; D_s – distribuitor cu sertar ; MH – motor hidrostatic ; LR – legătură de reacţie.

Sistemul de urmărire cel mai adecvat este cel continuu proporţional, la care parametrul de ieşire al motorului hidrostatic-forţa sau cuplul- este proporţional cu eroarea sistemului. La aceasta se poate adăuga un indicator al vitezei de ieşire care să micşoreze semnalul elementului de intrare corespunzător cu viteza sa (sistem cu comandă diferenţială). Cu alte cuvinte, funcţionarea sistemului poate fi îmbunătățită prin introducerea unei „previziuni", adică prin aplicarea unui sistem de comandă la care se folosesc derivatele abaterilor, care să țină seamă de gradul de variație al parametrului de intrare.

Conducerea unui autovehicul se realizează tocmai prin această metodă combinată, pe baza poziției autovehiculului față de punctele de orientare de pe traseu și pe baza abaterilor față de poziția necesară („previziune").

Definirea sistemului hidromecanic al servodirecției după caracterul legăturii elementelor de reglare și după metoda de semnalizare a erorii, ca și preciziarea unor calități specifice (reversibilitatea comenzii, care asigură senzația de efort — „simțul drumului"; autocentrarea comenzii; rigiditatea servocomenzii în cazul variației sarcinilor exterioare etc.), permit abordarea problemei determinării unei servocomenzi capabile de performanțe impuse. Astfel:

— pentru tractoare și mașini agricole autodeplasabile, cu viteze de deplasare nu prea ridicate, unde precizia și rapiditatea comenzii nu constituie calitățile cele mai însemnate — acestea fiind reducerea forței la volan, stabilitatea comenzii și amortizarea șocurilor —, se poate adopta o servodirecție cu sistem deschis cu legătură de anticipare;

— pentru vehicule rutiere rapide, pentru autobuze cu circulație în condițiile orașelor aglomerate, cu virări dese, rapide și în condiții de teren variabilele este necesar să se adopte o servodirecție cu legătură închisă între elemente (de reacție), continuă, proporțională sau diferențială, și care să asigure, în același timp, rigiditatea și autocentrarea comenzii.

Studiul caracteristicilor funcționale ale servomecanismelor hidraulice [5, 6] și analiza diagramelor funcționale ale servodirecțiilor hidromecanice [2, 3, 4, 7] permit compararea lor cu suficientă precizie, din punctul de vedere al oportunității folosirii lor.

Pentru a rezolva problema cu privire la alegerea unui distribuitor cu sertar cu acoperirea pozitivă, nulă sau negativă, trebuie să se țină seamă de cerințele concrete impuse servodirecției și de condițiile de exploatare a ei. Astfel, de exemplu, scurgerea lichidului prin distribuitor la rezervor este cu totul inadmisibilă în cazurile în care sistemul este alimentat cu lichid de la un acumulator hidropneumatic; în consecință, folosirea sertarului cu acoperire negativă este în acest caz inadmisibilă.

Aprecierea oportunității utilizării schemei cu acoperire pozitivă și debit constant (fig. 3, a și fig. 3 din lucrarea [6]) conduce la următoarele concluzii:

— deplasarea sertarului, comandată de la volan, influențează presiunea de intrare a lichidului;

— sertarul cu acoperire pozitivă duce la o începere bruscă a virării roților comandate, zona de insensibilitate fiind nulă, după parcurgerea acoperirii; factorul de amplificare al vitezei este variabil, avînd valorile cele mai ridicate la începutul comenzii sertarului (la deschideri parțiale ale ferestrelor de trecere din corpul distribuitorului), iar funcționarea servocomenzii direcției este „dură" la începutul comenzii, mai ales la sarcini mici, devenind mai liniștită pe măsura creșterii deschiderii ferestrelor de trecere din bucșa sertarului și a sarcinii la mecanismul executor;

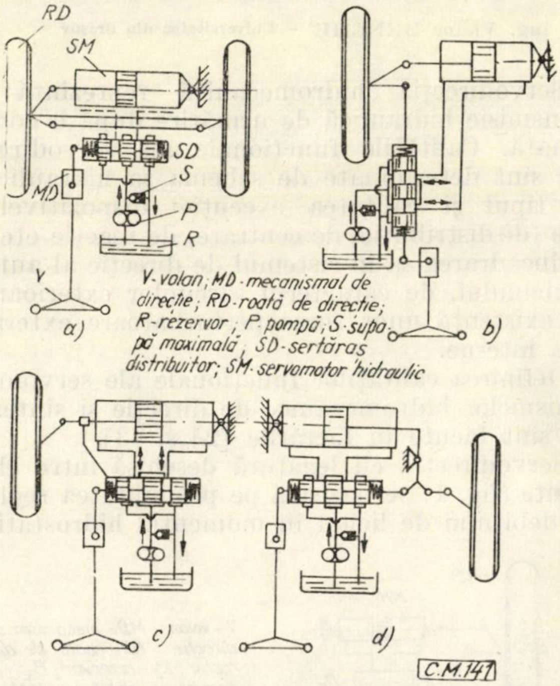

RD
SM
SD
S
MD
P
R
V
V-volan; MD-mecanismul de direcție; RD-roată de direcție; R-rezervor; P-pompă; S-supapă maximală; SD-sertăraș distribuitor; SM-servomotor hidraulic
a)
b)
c)
d)
C.M.141

Fig. 3. Scheme hidrocinematice de servomecanisme hidraulice de direcție:

a — cu acoperire pozitivă și debit constant, cu legătură deschisă între elemente; *b* — cu acoperire negativă și debit constant, cu legătură de reacție mecanică; *c* — cu acoperire negativă și debit constant, cu legătură de urmărire la axul servomotorului; *d* — cu acoperire nulă, debit și presiune constante, cu legătură de reacție mecanică.

— schema prezintă cele mai mici valori ale rigidității și coborîrea lor pronunțată la creșterea sarcinii, deci asigură o mică stabilitate a comenzii direcției.

Aprecierea oportunității utilizării schemei cu acoperire nulă, debit și presiune constante (fig. 3, d și fig. 5 din lucrarea [6]), conduce la următoarele concluzii:

— în schemele sistemelor la care alimentarea se face de la o pompă care refulează lichidul la presiune constantă, distribuitorul cel mai potrivit pentru cazul puterilor mari este sertarul ideal sau, mai exact, varianta lui reală (cu acoperire nulă);

— sertarul cu acoperire nulă duce la o începere bruscă a virării roților comandate, zona de insensibilitate fiind mică; în continuare însă, schema prilejuiește cel mai mici valori ale vitezei şi factorului său de amplificare, deci asigură o funcţionare liniştită a servocomenzii;

— schema înrăutăţeşte condiţiile de lucru ale pompei care lucrează tot timpul la presiunea maximă.

Aprecierea oportunităţii utilizării schemei cu acoperire negativă (joc iniţial) şi debit constant (fig. 3, b şi c şi fig. 2 şi 4 din lucrarea [6]) conduce la următoarele concluzii:

— Schema cu acoperire negativă este mai simplu de executat.

— Deplasarea sertarului influenţează presiunea de intrare a lichidului, în cazul deplasărilor maxime; în cazul cînd sînt parţial deschise ambele secţiuni de trecere la fiecare fereastră a sertarului, se produc scăpări de lichid din conducta de alimentare spre conducta de scurgere la rezervor.

— Folosirea schemelor cu acoperire negativă nu este indicată în servodirecţiile de putere mare.

— La sistemele cu acoperire negativă, factorul de amplificare al vitezei este mai mare decît la sistemele cu acoperire pozitivă şi nulă, prilejuind o funcţionare mai „dură"; de aceea, pentru aceeaşi valoare a erorii şi în cazul cînd celelalte condiţii rămîn neschimbate, viteza de execuţie este, în limitele secţiunii de trecere iniţiale, mai mare.

— Rigiditatea la viteză nulă este mai mică deoarece posibilitatea scurgerii lichidului prin jocurile iniţiale din sertar permite o oarecare deplasare a elementului de ieşire sub acţiunea sarcinii; datorită acestui fapt, alegerea unei valori mari a jocului iniţial are un efect dăunător: creşterea erorii mărimii reglate (poziţiei roţilor de direcţie) datorită scăpărilor excesive sub sarcină.

— Acoperirea negativă creează o întîrziere şi măreşte unghiul de rotire în gol a volanului, fapt care, în cazul mişcării după o traiectorie rectilinie, poate contribui la apariţia unor oscilaţii libere ale roţilor comandate. De obicei, în cazul autovehiculelor, acest neajuns este compensat de un avantaj important, care constă în faptul că, în cazul cînd roţile se lovesc de o piedică şi bucşa sertarului se deplasează în consecinţă (fig. 3, b), sertarul rămîne fix, datorită cărui fapt lichidul acţionează asupra pistonului cilindrului de lucru în sens opus sensului în care a fost orientat şocul, înainte ca bucşa să revină în poziţia iniţială. Datorită posibilităţilor de deplasare a bucşei, şocul este preluat de către cadrul autovehiculului prin intermediul consolei la care este fixat cilindrul de lucru şi nu se mai transmite la axul de comandă al sertarului şi, de aici, prin mecanismul de direcţie, la volan şi la mîinile conducătorului.

— Dacă condiţiile de stabilitate sînt cele mai importante iar gradul de utilizare al curentului de lichid refulat de pompă nu are o importanţă esenţială, trebuie preferată schema cu acoperire negativă care, datorită dispersării energiei provocate de scăpările de lichid, prezintă o stabilitate mai mare împotriva autooscilaţiilor [7].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor (traducere din limba rusă), Editura Tehnică, Bucureşti, 1961.

[2] *Benche, V.* Contribuţii la analiza şi sinteza servomecanismelor hidraulice de direcţie cu motor hidrostatic rectiliniu şi distribuitor cu sertar. Teză de disertaţie. Braşov, 1969.

[3] *Benche, V.* Diagrama funcţională a servodirecţiei hidraulice generalizate. În: Revista transporturilor, vol. 17(1970), nr. 10, p. 427—433.

[4] *Benche, V.* Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente. În: Construcţia de Maşini, nr. 10, 1970.

[5] *Benche, V.* Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. În: Construcţia de maşini, nr. 3, 1969.

[6] *Benche, V.* Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice. În: Construcţia de maşini, nr. 11, 1969.

[7] *Benche, V.* Studiul experimental al servodirecţiei tractorului U—650. În: Studii şi cercetări de mecanică agricolă, vol. III (1969), nr. 4, p. 289—296.

[8] *Benche, V.* Studiul instalaţiei hidraulice de pe tractorul U—650—651. Comunicare la sesiunea Institutului Politehnic Braşov, decembrie 1965.

[9] *Guillon, M.* Étude et détermination des systèmes hydrauliques. DUNOD, Paris, 1961.

[10] *Himmler, C. R.* La commande hydraulique. DUNOD, Paris, 1960.

[11] *Niţescu, Gh., Benche, V.* Stabilitatea servodirecţiilor hidromecanice. În: Studii şi cercetări de mecanică agricolă, vol. IV (1970), nr. 2, p. 105—116.

◆

CZ 621.86

Elevatoare vibrante

Ing. Alexe BUBLIC și ing. Dragomir TOPAL – I.P.C.M. – București

Fenomenul de deplasare pe suprafețe vibrante capătă în prezent o aplicație practică din ce în ce mai largă. Astfel multe probleme de transport continuu, în cele mai diverse ramuri industriale, se rezolvă cu ajutorul unor mașini prin vibrații în condiții cît mai avantajoase, atît pentru materiale granuloase, cît și pentru bulgări sau obiecte distincte.

Caracteristic acestui gen de mașini este mai ales faptul că acestea funcționează un timp îndelungat aproape fără nici un fel de întreținere, fiind apte în mod special pentru regimuri de exploatare continue în condiții foarte variate.

Mașini vibratoare de transport în plan orizontal sau cu înclinare redusă au fost descrise în [1], [2] cu scopul de a furniza cunoștințele cu caracter teoretic și constructiv ce ar permite proiectarea lor.

Un alt domeniu de aplicare al transportului pe suprafețele vibrante este deplasarea diferitelor materiale pe verticală, problemă tratată în prezentul articol.

Elevatorul vibrant se compune dintr-un jgheab spiral, îngust, fixat pe un tub central, care este sprijinit sau suspendat pe arcuri avînd o mișcare oscilatorie elicoidală (fig. 1).

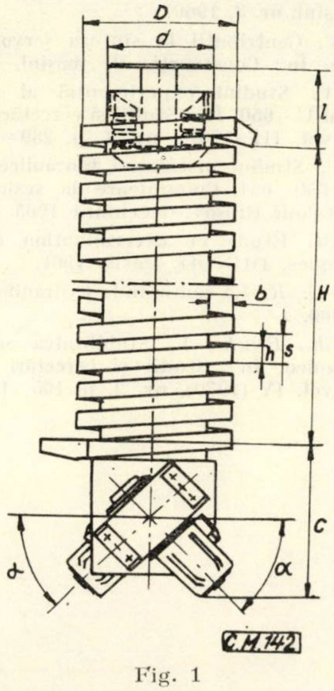


Fig. 1

Fenomenul de mișcare a materialului, indiferent dacă jgheabul este spiral sau rectiliniu, este identic.

Elevatoarele vibrante realizate pînă în prezent asigură înălțimi de ridicare maxime de circa 10 m și debite volumice de la cele mai mici pînă la aproximativ 15 m³/h, putînd transporta materiale granuloase, bulgări de dimensiuni pînă la 200 mm sau obiecte separate cu masa de mai multe kilograme la temperatură normală sau ridicată.

Pentru transportul materialelor care degajă praf, elevatorul poate fi protejat cu o carcasă circulară, independentă sau solidară cu întregul ansamblu.

Deoarece lungimea jgheabului spiral este mare, transportul poate fi însoțit de anumite operații necesare unor procese tehnologice cum ar fi : uscarea, răcirea, încălzirea, reacții chimice etc. În acest scop, jgheabul poate fi acoperit sau să aibă fund dublu pentru circulația aerului, a apei sau a unui mediu de încălzire.

În tabela 1 se indică dimensiunile și caracteristicile principale pentru o gamă de elevatoare, care se produc în prezent [6].

Tabela 1

Înălțimea de transport H(m)	Diametrul tubului central d(mm)	Lățimea jgheabului b(mm)	Debitul m³/h	Puterea de acționare, kW	Turația electromotorului rot/min
3,7	200	50	0,5–1	1,1	1 500
1,7	500	100	2–3		
4				2,2	1 000
4,8				3	1 000
10,5				5,5	1 000
3,1	700	200	4–6	2,6	1 000
3,6				3	1 000
9,4				5,5	1 000
7,3	1 000	300	8–10	5,5	1 000

*) Debitele se referă la materiale cu masa specifică aparentă $\gamma = 1\,500$ kg/m³.

Sistemul de acționare

Pentru a realiza deplasarea particulelor de material pe jgheabul elicoidal în condiții similare transportoarelor rectilinii, trebuie ca jgheabul să fie supus la vibrații dirijate. Pentru aceasta este necesar a imprima elevatorului oscilații liniare verticale, suprapuse cu oscilații torsionale în plan orizontal. Cu alte cuvinte, sistemul de acționare trebuie să realizeze o forţă perturbatoare periodică verticală, concomitent cu un moment periodic în planul orizontal. Pentru ca fiecare punct al jgheabului să descrie în mişcarea sa o traiectorie rectilinie în planul desfăşuratei cilindrului, variaţia forţei perturbatoare şi a momentului trebuie să fie în fază. Dacă ar exista o diferenţă de fază între aceste două mărimi periodice, traiectoria devine o elipsă, transformîndu-se într-un cerc, cînd diferenţa de fază ar fi $\frac{\pi}{2}$.

Realizarea condiţiilor de mai sus poate fi îndeplinită prin trei sisteme de acţionare cunoscute în prezent, şi anume :

— cu bielă — manivelă şi element elastic de legătură ;

— cu mase excentrice în rotaţie ;

— cu electromagnet.

Primul sistem se utilizează în prezent mai rar şi numai pentru cazurile cînd trebuie obţinute amplitudini mari la frecvenţe relativ scăzute.

Acţionarea cu electromagnet este utilizată aproape exclusiv la alimentatoare vibrante pentru transportul de piese individuale. Datorită frecvenţei ridicate la care lucrează, sînt mai puţin potrivite pentru transportul de materiale granuloase.

Pentru acţionarea elevatoarelor vibrante, destinate transportului de materiale granuloase sau bulgări, care este tratată în articolul de faţă, aproape în exclusivitate se utilizează sisteme cu mase excentrice în rotaţie.

Sistemul poate fi realizat prin două motoare electrice cu mase excentrice sau cu ajutorul unui vibrator inerţial cu doi arbori, avînd acţionare comună de la un motor electric amplasat staţionar.

Acţionarea cu două electromotoare dezechilibrate

Cele două motoare electrice se amplasează simetric pe tubul central al elevatorului (fig. 1), astfel că axele lor de rotaţie formează între ele unghiul $(\pi - 2\alpha)$, unde α este unghiul de înclinaţie al fiecărei axe în raport cu orizontala.

Prin compunerea forţelor dinamice, în cele două plane (vertical şi orizontal) rezultă o forţă perturbatoare şi un moment perturbator ambele fiind în fază, avînd următoarele expresii :

$$F(t) = S\omega^2 \sin\alpha \sin\omega t,$$
$$M(t) = a\,S\omega^2 \cos\alpha \sin\omega t, \qquad (1)$$

unde :

$S = M \cdot e$ — suma momentelor statice ale maselor excentrice ;
M — suma maselor excentrice ;
e — excentricitatea maselor în rotaţie ;
ω — viteza unghiulară de rotaţie ;
a — distanţa în plan orizontal dintre proiecţiile axelor de rotaţie ale celor două motoare electrice.

Ambele motoare se învîrtesc în fază sincronizîndu-se reciproc, cu toate că între ele nu există legătură electrică şi nici mecanică.

Fenomenul de autosincronizare a două sisteme oscilante separate care sînt amplasate pe un cadru comun a fost semnalat încă de Huygens în secolul XVII şi studiat detaliat în urmă cu 20 de ani [3].

Pentru a inversa sensul de mişcare a materialului pe jgheab (coborîre în loc de urcare) este necesar a schimba reciproc înclinarea celor două motoare dezechilibrate.

Acţionarea cu vibrator inerţial

Vibratorul inerţial, reprezentat schematic în figura 2, se compune din doi arbori care se rotesc reciproc în sens opus, fiind legaţi cinematic prin două roţi cu un număr egal de dinţi. Sistemul este pus în mişcare de un motor electric amplasat separat, prin intermediul unui arbore cardanic.

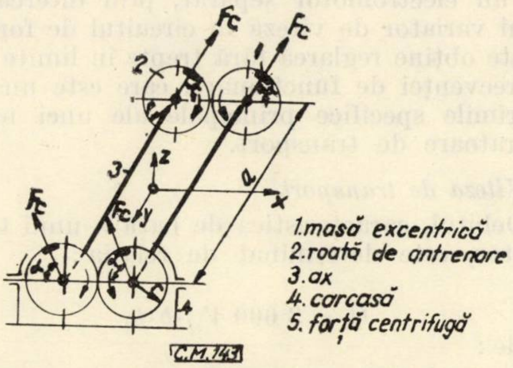


Fig. 2

La fiecare capăt al celor doi arbori sînt prevăzute mase egale, avînd aceeaşi excentricitate faţă de axa de rotaţie şi un anumit decalaj reciproc.

Pentru ca sistemul arătat să realizeze un moment şi o forţă perturbatoare periodice, rezultantele forţelor centrifuge din fiecare plan, în care se rotesc masele excentrice trebuie să pulseze pe direcţii înclinate cu unghiul α faţă de orizontală.

Realizarea acestei condiţii impune amplasarea maselor excentrice conform schemei din figura 3, unde cu linii groase s-au indicat poziţiile maselor din primul plan, iar cu cele întrerupte, din planul din spate (privind din faţă fig. 2).

Masele din planul din spate sînt decalate faţă de cele situate în primul plan cu $(\pi - 2\alpha)$.

Prin compunerea celor două forţe pulsatorii se obţine o forţă verticală şi un moment perturbator identice cu cele de la cazul precedent.

După cum rezultă din relaţiile de mai sus, prin schimbarea unghiului de înclinare α, valoarea forţei rezultante şi a momentului variază invers, una în raport cu cealaltă, ceea ce oferă posibilitatea de a schimba în mod voit direcţia traiectoriei de oscilaţie în raport cu aceea a jgheabului.

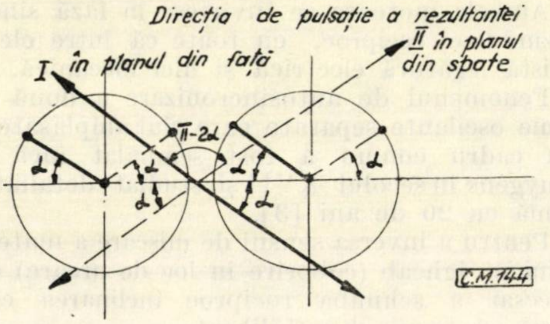


Fig. 3

Deoarece vibratorul inerţial este antrenat de un electromotor separat, prin intercalarea unui variator de viteză în circuitul de forţă se poate obţine reglarea fără trepte în limite largi a frecvenţei de funcţionare, care este una din mărimile specifice principale ale unei maşini vibratoare de transport.

Viteza de transport

Debitul, caracteristica de bază a unui transportor, este determinat de relaţia:

$$Q = 3\,600\ V_{ef} \cdot b \cdot h, \tag{2}$$

unde:

V_{ef} este viteza efectivă de mişcare a materialului din jgheab;
b — lăţimea jgheabului;
h — înălţimea stratului de material în jgheab.

Viteza de transport efectivă, mărime determinantă a debitului, este influenţată de următorii factori:

— proprietăţile materialului;
— înălţimea stratului de material în jgheab;
— mărimile dinamice caracteristice elevatorului, şi anume: frecvenţa, amplitudinea şi unghiul de direcţie al mişcării de vibraţie.

Viteza efectivă de transport se deduce din viteza teoretică înmulţită cu un coeficient subunitar specific diferitelor calităţi de materiale.

Viteza teoretică este determinată în baza următoarelor ipoteze [4];

— particulele de material se deplasează independent, fără să se influenţeze reciproc;
— particulele de material, în momentul cînd capătă acceleraţia g, părăsesc jgheabul cu viteza acesteia;
— pe traiectoria din aer, asupra particulei acţionează numai forţa de gravitaţie;
— la revenirea pe jgheab a particulei, ciocnirea are loc în domeniul plastic;
— particula, după aruncarea ei, revine pe jgheab în intervalul unei singure perioade de vibraţie;
— suprafaţa jgheabului este orizontală.

După [4], viteza teoretică se determină cu relaţia:

$$V_t = \frac{g}{2} \cdot \frac{n^2}{f} \operatorname{ctg} \beta, \tag{3}$$

unde:

g este acceleraţia gravitaţiei;
f — frecvenţa jgheabului;
β — unghiul dintre direcţia de vibraţie şi jgheab;
n — raportul dintre timpul de aruncare şi perioadă.

O mărime adimensională, caracteristică fenomenului de mişcare pe o suprafaţă vibrantă care reprezintă raportul dintre acceleraţia jgheabului pe direcţia mişcării de oscilaţie şi acceleraţia gravitaţiei, este coeficientul de azvîrlire Γ:

$$\Gamma = \frac{\omega^2 \cdot A \cdot \sin \beta}{g}, \tag{4}$$

unde:

A este amplitudinea jgheabului.

Dacă considerăm caracteristica dinamică a unei maşini vibratorii:

$$K = \frac{\omega^2 \cdot A}{g}, \tag{5}$$

atunci Γ se poate exprima şi prin relaţia:

$$\Gamma = K \cdot \sin \beta \tag{6}$$

Mărimile n şi Γ sînt legate între ele prin expresia:

$$\Gamma = \sqrt{\left(\frac{\cos 2\pi n + 2\pi^2 n^2 - 1}{2\pi n - \sin 2\pi n}\right)^2 + 1}\,. \tag{7}$$

În cazul ipotezelor admise, Γ este cuprins între 1 şi 3,3, n variind în mod corespunzător între 0 şi 1.

Dacă se menţin constante mărimile β, K respectiv Γ şi n atunci viteza variază invers proporţional cu frecvenţa ceea ce înseamnă că, pentru aceeaşi solicitare dinamică a maşinii de transportat, debite mai mari se obţin cu frecvenţe mai mici.

Înlocuind în ecuaţia (3) $f = \sqrt{\frac{gK}{4\pi^2 A}}$, viteza teoretică se poate exprima şi prin relaţia:

$$V_t = \sqrt{g} \cdot \pi \cdot \frac{n^2}{\sqrt{k}} \sqrt{A} \cdot \operatorname{ctg} \beta. \tag{8}$$

Dacă aceleași mărimi rămîn constante, rezultă că viteza este proporțională cu rădăcina pătrată a amplitudinii.

Deoarece mărimea caracteristicii dinamice K este limitată, implicit transportoarele cu frecvență mare trebuie să funcționeze cu amplitudini mici și, ca urmare, cu viteze reduse de transport.

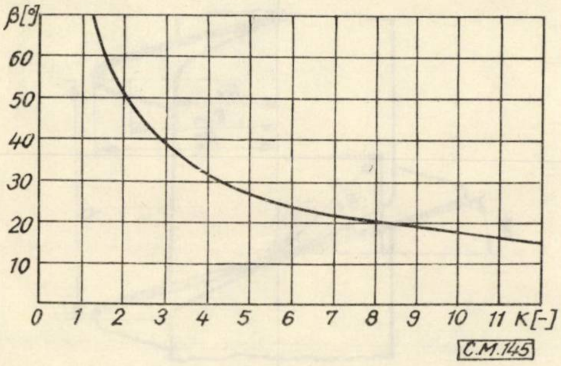


Fig. 4

Unghiul β, pe care îl face jgheabul cu direcția mișcării vibratorii, pentru o anumită valoare a caracteristicii dinamice K, are o valoare optimă determinată cu ajutorul curbei din figura 4 [4].

Viteza efectivă de transport va fi :

$$V_{ef} = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot v_t, \tag{9}$$

unde :

μ_1 — coeficient de material;

μ_2 — coeficient de înclinație.

Se recomandă următoarele valori pentru coeficientul μ_1[7] :

— nisip umed extras din carieră	1;
— nisip uscat — pietriș	0,7—0,8;
— clincher de la cuptorul rotativ de ciment	0,8;
— cocs	0,7—0,9;
— făină	0,2—0,3;
— îngrășăminte artificiale	0,6—0,8.

Viteza de transport este influențată și de granulația materialului, scăzînd cu micșorarea grăunților, și devine neeconomică la dimensiuni de circa 0,06 mm.

Coeficientul μ_2 ține seamă de influența înclinării jgheabului asupra vitezei de transport și se poate lua din tabela 2 [7].

Tabela 2

Unghiul de inclinație	Coeficientul de variație al debitului în raport cu inclinația μ_2	
	Mișcarea ascendentă	Mișcarea descendentă
0—5	1—0,95	1÷1,05
5—10	0,95—0,8	1,1—1,2
10—15	0,8—0,5	1,2—1,4

În ecuația (9) nu s-a luat în considerație influența înălțimii stratului de material transportat pe jgheab, deoarece în cazul elevatoarelor vibrante această mărime este redusă.

Trebuie de menționat că, în cazul unui elevator cu jgheab spiral, viteza nu este constantă pe lățimea acestuia, micșorîndu-se de la exterior spre interiorul jgheabului. Acest fenomen provine din faptul că amplitudinea variază pe lățimea jgheabului, așa cum se va arăta mai departe.

Dinamica sistemului

Elevatorul vibrant reprezintă un sistem dinamic cu o masă și două grade de libertate, avînd o mișcare vibratorie întreținută cu amortizare vîscoasă, care este definită prin două ecuații diferențiale liniare neomogene de ordinul doi :

$$\begin{aligned} M_t \cdot \ddot{z} + c_1\dot{z} + K_1 z &= S\omega^2 \cdot \sin\alpha \cdot \sin\omega t, \\ J\ddot{\varphi} + c_2\dot{\varphi} + K_2\varphi &= aS\omega^2 \cos\alpha \cdot \sin\omega t, \end{aligned} \tag{10}$$

unde :

z,φ sînt cele două coordonate ale sistemului, axa verticală și unghiul de rotație în planul orizontal;

M_t — masa totală în mișcare compusă din masa elevatorului și masa mecanismului de acționare;

J — momentul de inerție al elevatorului, în raport cu axa verticală;

c_1, c_2 — coeficienți de amortizare :

K_1, K_2 — constanta elastică longitudinală, respectiv transversală, a sistemului elastic de sprijinire a elevatorului.

Pentru a determina componentele amplitudinii, trebuie luat în considerare numai regimul stabilizat de mișcare pentru care soluțiile particulare :

$$\begin{aligned} z &= A_v \cdot \sin(\omega t - \psi_1) \\ \varphi &= \Phi \cdot \sin(\omega t - \psi_2) \end{aligned} \tag{11}$$

satisfac ecuațiile (10).

Înlocuind pe z și φ în ecuațile (10) se obțin amplitudinea verticală și unghiulară în plan orizontal a elevatorului :

$$\begin{aligned} A_v &= \frac{S\omega^2 \sin\alpha}{\sqrt{(K_1 - M_t\omega^2)^2 + c_1^2\,\omega^2}}, \\ \Phi &= \frac{aS\omega^2 \cos\alpha}{\sqrt{(K_2 - J\omega^2)^2 + C_2^2\omega^2}}. \end{aligned} \tag{12}$$

Pentru ca forța dinamică ce se transmite pe fundație să fie cît mai redusă, elementele elastice pe care se sprijină elevatorul trebuie să aibă o constantă cît mai mică, ceea ce se realizează de regulă prin arcuri spirale moi. În felul acesta, cele două frecvenţe proprii, corespunzătoare oscilaţiilor libere longitudinale şi de rotaţie, au valori mici în raport cu frecvenţa perturbatoare, cu alte cuvinte sistemul lucrează în regim supracritic.

Ţinînd seamă de această caracteristică a regimului de lucru, precum şi de faptul că efectul de amortizare este foarte redus, componentele amplitudinii se pot exprima într-o formă simplificată fără a influenţa simţitor rezultatele obţinute :

$$A_v = \frac{S}{M_t}\cdot \sin\alpha, \qquad \Phi = \frac{aS}{J}\cdot\cos\alpha. \tag{13}$$

Amplitudinea rezultantă a jgheabului pe raza lui medie va fi :

$$A = \sqrt{A_v^2 + (\Phi R_m)^2} = \frac{S}{JM_t}\sqrt{J^2\sin^2\alpha + (a R_m M_t)^2\cos^2\alpha}, \tag{14}$$

unde :

R_m este raza medie a jgheabului.

Din relaţia de mai sus rezultă :

— pentru un acelaşi elevator (M_t, J, a, R_m sînt constante), amplitudinea poate fi schimbată variind unghiul α, momentul static al maselor excentrice sau ambele mărimi :

— amplitudinea este direct proporţională cu momentul static al maselor excentrice şi invers proporţională cu masa totală vibrantă a elevatorului ;

— frecvenţa forţei şi a momentului perturbator nu influenţează mărimea amplitudinii.

Masa totală vibrantă (M_t) trebuie să cuprindă o parte din masa materialului, şi anume între 0,1 şi 0,25 din cantitatea care se găseşte la un moment dat pe întreaga lungime a jgheabului. După cum rezultă masa materialului participă cu o cotă redusă la compunerea masei totale vibrante, variaţiile ei influenţînd şi mai puţin mărimea amplitudinii.

Raportul celor două componente ale amplitudinii determină direcţia de vibraţie (fig. 5) :

$$\operatorname{tg}(\beta + \gamma) = \frac{A_v}{\Phi R_m} = \frac{J}{a R_m M_t}\cdot \operatorname{tg}\alpha. \tag{15}$$

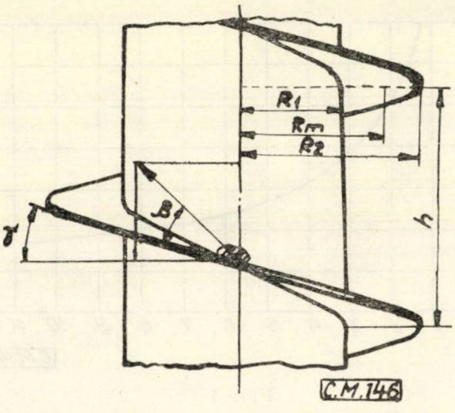


Fig. 5

Rezultă că prin schimbarea unghiului α se poate realiza orice unghi β corespunzător unei viteze maxime de mişcare a materialului pe jgheab.

Din studiul caracteristicilor dinamice ale unui elevator vibrant, reiese că există posibilitatea de a adapta o anumită construcţie realizată condiţiilor diferite de exploatare, prin schimbarea momentului static al maselor excentrice, a unghiului α, sau a ambelor acestor mărimi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Topal, D.* Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică. În : Construcţia de Maşini, nr. 10, 1970.
[2] *Topal, D.* Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind transportoarele vibrante cu acţionare electrodinamică. În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1971.
[3] *Panovko, I. G., Gubanova, I. I.* Ustoicivosti i kolebania uprugih sistem. Izd. Nauka, Moscova, 1967.
[4] *Wehmeier, K. H.* Schwingförderrinnenberechnung, Konstruktion und Betrieb. In : Fördern und Heben, nr. 12, 1963.
[5] *Poturaev, V. N., Franuk, V. P., Cervonenko, A. G.*, Vibraţionnîe transportiruiuşcie maşinî. Moscova, Maşinostroenie, 1964.
[6] Prospectul firmei CARL SCHENK din R.F.G.
7] Prospectul firmei HISPANO SUIZA din Olanda.

* * *

CZ 621.824.3.001.24

Calculul de verificare a rezistenței unui arbore cotit cu luarea în considerare a jocurilor din lagăre

Ing. I. COȘEREANU, ing. I. DEUTSCH, ing. T. NEAMȚU, ing. Fl. SPERCHEZ
de la Universitatea din Brașov

Dacă un arbore cotit se sprijină pe mai mult decît două lagăre, calculul de rezistență necesită ridicarea nedeterminării. De obicei, în acest calcul nu sînt luate în considerare jocurile din lagăre [1].

Prin cercetarea unor arbori cotiți după un număr de ore de funcționare, s-a putut constata existența unor jocuri în lagăre, mărite față de cele care existau din fabricație. Jocurile cauzate de uzură se adună la cele datorite toleranțelor de montaj și pot atinge, în cazul motoarelor de autovehicule, valori de ordinul zecimilor de milimetri, ceea ce are repercusiuni asupra stării de solicitare.

În lucrarea de față se prezintă o metodă de calcul pentru un arbore cotit plan sprijinit pe cinci lagăre (fig. 1) în care există jocuri.

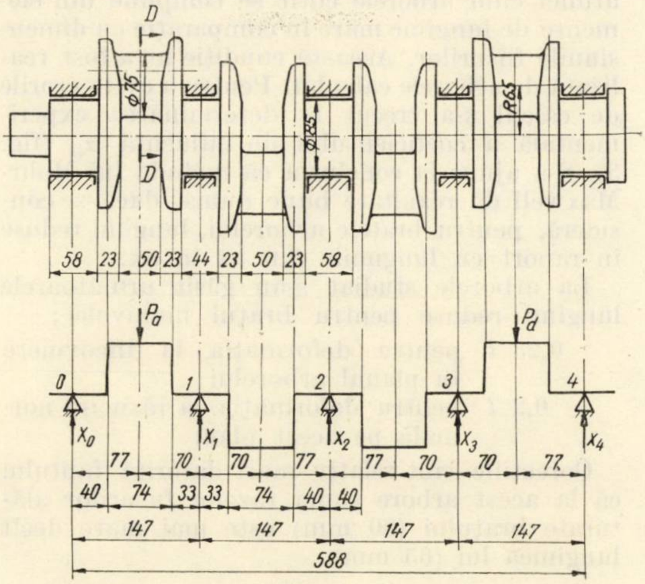


Fig. 1

Pentru un arbore cu un alt număr de lagăre, calculul de rezistență poate fi condus în mod asemănător.

Pentru calcul s-a ales ca sistem de bază grinda sprijinită pe reazemele marginale. În acest caz se pot admite jocuri numai în lagărele intermediare. Reacțiunile în aceste lagăre sînt considerate ca mărimi static nedeterminate.

Ecuațiile canonice din care se deduc reacțiunile static nedeterminate X_{10}, X_{20}, X_{30} în cazul lagărelor fără jocuri sînt :

$$\begin{aligned} &\alpha_{11}X_{10} + \alpha_{12}X_{20} + \alpha_{13}X_{30} + \Delta_1 = 0\,; \\ &\alpha_{21}X_{10} + \alpha_{22}X_{20} + \alpha_{23}\,X_{30} + \Delta_2 = 0\,; \qquad (1) \\ &\alpha_{31}X_{10} + \alpha_{32}X_{20} + \alpha_{33}X_{20} + \Delta_3 = 0, \end{aligned}$$

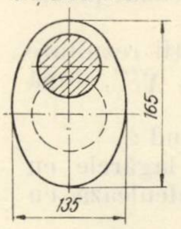
unde Δ_i reprezintă deplasările în dreptul lagărelor respective, în sistemul static determinat, datorită forțelor care acționează pe manetoane, iar α_{ik} coeficienții de influență.

Pentru motorul în 4 timpi și pentru unghiuri de rotație din 30° în 30°, ținînd seamă de forțele din planul arborelui și normale pe acest plan se formează 48 de sisteme de ecuații (1).

Pentru a calcula reacțiunile X_i în cazul existenței jocurilor se determină în primul rînd cu cît se modifică aceste reacțiuni prin introducerea jocurilor. Dacă se notează cu $\overline{X}_i$ abaterea valorii reacțiunii datorită existenței jocurilor, reacțiunile căutate se pot scrie :

$$X_i = X_{i0} - \overline{X}_i \qquad (2)$$

Calculele se fac ținînd seamă de următoarele observații ce rezultă din fenomenul fizic :



- prezența unui joc în lagăr conduce la o micșorare a reacțiunii în lagărul considerat ;
- dacă reacțiunea dintr-un lagăr fără joc este relativ mică, atunci, prin luarea în considerare a jocului, se poate ajunge la o reacțiune nulă ;
- dacă reacțiunea este nulă, atunci deplasarea arborelui în lagărul respectiv este mai mică decît jocul ;
- dacă într-un lagăr există reacțiune, atunci deplasarea în lagăr trebuie să fie egală cu jocul, iar sensul ei invers sensului reacțiunii.

Atît forțele active cît și reacțiunile s-au admis ca acționînd concentrat, în mijlocul fusurilor.

Se demonstrează că, dacă într-un lagăr, de exemplu în lagărul *1*, există un joc $\pm\,\delta_1$ atunci valorile abaterilor $\overline{X}_i$ se determină din sistemul de ecuații :

$$\begin{aligned} &\alpha_{11}\overline{X}_1 + \alpha_{12}\overline{X}_2 + \alpha_{13}\overline{X}_3 = \pm\,\delta\,; \\ &\alpha_{21}\overline{X}_1 + \alpha_{22}\overline{X}_2 + \alpha_{23}\overline{X}_3 = 0\,; \qquad (3) \\ &\alpha_{31}\overline{X}_1 + \alpha_{32}\overline{X}_2 + \alpha_{33}\overline{X}_3 = 0. \end{aligned}$$

Notînd cu v_i deplasările arborelui în lagăre se vor putea întîlni două cazuri :

- dacă $X_{10} > \overline{X}_1$, atunci $v_1 = \delta$ și $X_1 > 0$;
- dacă $X_{10} \leqslant \overline{X}_1$ atunci $v_1 \leqslant \delta$ și $X_1 = 0$.

În primul caz, reacțiunile se calculează cu relația (2), iar în al doilea caz cu :

$$X_i = X_{io} - \frac{X_{10}}{\overline{X}_1}\,\overline{X}_i. \qquad (4)$$

La fel se conduce calculul şi pentru cazul cînd se admite jocul în lagărul 2 sau 3.

În cazul existenţei jocurilor în două lagăre se determină abaterile $\overline{X}'_i$ şi $\overline{X}''_i$ pentru două stări, după cum reacţiunile X_{i0} din aceste lagăre sînt de acelaşi semn sau de semne diferite, ceea ce înseamnă că se admit pentru δ în aceste lagăre semne identice sau contrare.

Dacă $X_{i0} > \overline{X}_i$, atunci reacţiunile X_i se calculează cu relaţia (2).

Cînd într-un lagăr cu joc $X_{i0} < \overline{X}_i$, atunci în acest lagăr $X_i = 0$, iar celelalte reacţiuni se deduc din ecuaţiile canonice, care pun condiţiile de deformaţie în lagărele respective. De exemplu, dacă se admit jocuri în lagărele *1* şi *2*, iar $X_1 = 0$, atunci X_2 şi X_3 se determină din condiţiile $v_2 = \delta$ şi $v_3 = 0$.

Dacă în ambele lagăre $X_{i0} \leqslant \overline{X}_i$, atunci sînt două posibilităţi : reacţiuni nule în ambele lagăre sau reacţiune nulă numai într-un singur lagăr şi anume în acela în care X_{i0} este mai depărtat de $\overline{X}_i$.

În toate cazurile se verifică dacă $v_i \leqslant \delta$ în lagărele cu joc.

În cazul existenţei jocurilor în 3 lagăre, problema se rezolvă în principiu ca în cazul precedent.

Aici există însă mai multe condiţii rezultate din trei valori ale abaterilor $\overline{X}'_i$, $\overline{X}''_i$, $\overline{X}'''_i$, după semnele reacţiunilor X_{i0}.

Se obţin soluţii sigure numai cînd :

— pentru toate reacţiunile din lagărele cu joc $X_{i0} > \overline{X}_i$; în acest caz X_i se calculează cu relaţia (2) ;

— pentru toate lagărele $X_{i0} \leqslant \overline{X}_i$ sau $\Delta_i \leqslant \delta$; rezultă pentru fiecare lagăr cu joc $X_i = 0$.

Cazurile pentru care unele reacţiuni $X_{i0} > \overline{X}_i$, iar altele $X_{j0} \leqslant \overline{X}_j$, se tratează prin încercări cu soluţii X_j nule. Celelalte reacţiuni se determină din ecuaţiile canonice cu condiţiile de deplasări în lagăre. Soluţiile sînt bune dacă $v_i \leqslant \delta$ în cele trei lagăre cu joc.

Întrucît în sistemul de bază adoptat nu se pot pune condiţii de joc în lagărele marginale, pentru a putea studia cît mai multe cazuri posibile este necesar să se schimbe sistemul de bază. Dacă se cunosc coeficienţii α_{ik} în sistemul de bază $0-r$ (fig. 2), se pot determina coeficienţii α'_{ik} şi în sisteme de bază m-n folosind relaţia :

$$\alpha'_{ik} = (\alpha_{ik} - \alpha_{mk}) - (1 - \lambda_{nk}) (\alpha_{im} - \alpha_{mm}(- \lambda_{nk}(\alpha_{in}) - \\ - \alpha_{mn}) - \lambda_{in}[(\alpha_{nk} - \alpha_{mk}) - (1 - \lambda_{nk}) (\alpha_{nm} - \alpha_{mm}) - \\ - \lambda_{nk} (\alpha_{nn} - \alpha_{mn})]. \tag{5}$$

Relaţii analoge s-au stabilit şi pentru calculul deformaţiilor Δ_i în noul sistem de bază.

Pentru aplicarea metodei s-a calculat un arbore luînd în considerare jocuri de aceleaşi valori δ în diferite lagăre. Coeficienţii de influenţă α_{ik} au fost determinaţi la început prin calcul teoretic folosind relaţia lui Mohr-Maxwell :

$$\alpha_{ik} = \Sigma \int \frac{m_k m_i}{EI_z} dx + \Sigma \int \frac{m_{tk} m_{ti}}{GI_t} dx, \tag{6}$$

unde s-a luat în considerare încovoierea şi torsiunea prin momentele m şi m_t produse de forţe unitare ; totodată, s-au notat rigidităţile la încovoiere cu EI_z, respectiv la torsiune cu GI_t.

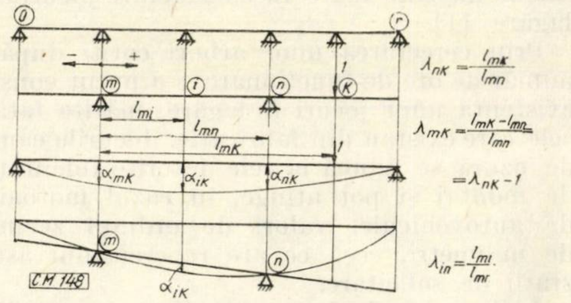

0
r
–
+
1
m
i
n
K
l_{mi}
l_{mn}
l_{mK}
1
α_{mK}
α_{iK}
α_{nK}
m
n
α_{iK}
CM 148
$\lambda_{nK} = \frac{l_{mK}}{l_{mn}}$
$\lambda_{mK} = \frac{l_{mK} - l_{mn}}{l_{mn}}$
$= \lambda_{nK} - 1$
$\lambda_{in} = \frac{l_{mi}}{l_{mr}}$

Fig. 2

Această metodă dă rezultate bune numai atunci cînd arborele cotit se compune din elemente de lungime mare în comparaţie cu dimensiunile fusurilor. Această condiţie nu a fost realizată de arborele calculat. Pentru a evita erorile de calcul s-a trecut la determinarea experimentală a coeficientului de influenţă α_{ik} (fig. 3). S-a ajuns la concluzia că metoda lui Mohr-Maxwell dă rezultate bune numai dacă se consideră, pentru braţele arborelui, lungimi reduse în raport cu lungimile din ax în ax.

La arborele studiat s-au găsit următoarele lungimi reduse pentru braţul manivelei ;

—0,23 l pentru deformaţia la încovoiere în planul arborelui ;

— 0,2 l pentru deformaţia la răsucire normală pe acest plan.

Corecţiile sînt relativ mari datorită faptului că la acest arbore suma razelor fusurilor alăturate braţului (80 mm) este mai mare decît lungimea lui (65 mm).

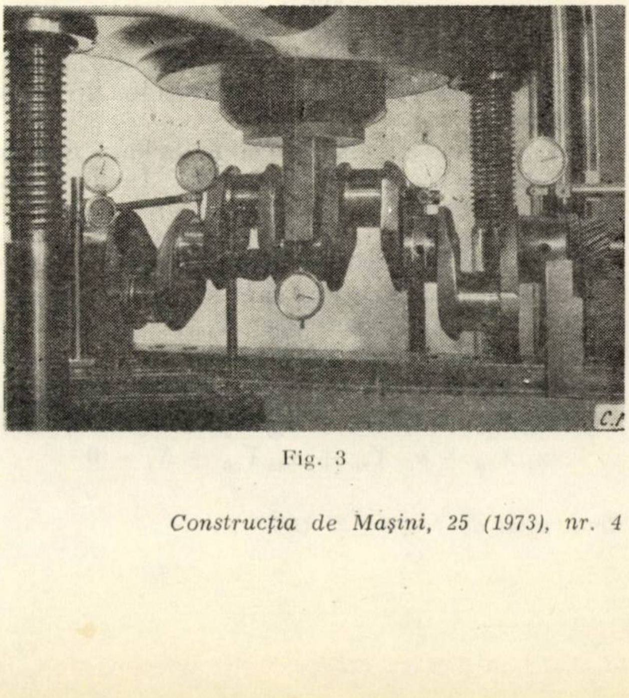


Fig. 3

S-au determinat reacţiunile în planul arborelui cotit şi normal pe acest plan pentru rotaţii din 30° în 30°, luîndu-se în considerare 10 ipoteze de jocuri.

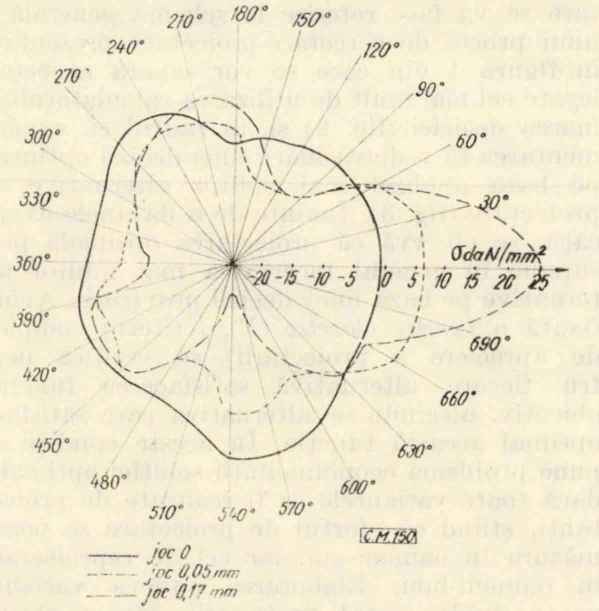


Fig. 4

După stabilirea reacţiunilor s-au determinat eforturile produse în diferite secţiuni (fusuri, braţe) şi apoi tensiunile corespunzătoare. În figura 4 se arată, într-un sistem de referinţă polar, variaţia tensiunilor σ_{max} (încovoiere cu întindere — compresiune) în secţiunea periculoasă pentru lagăre fără joc, precum şi cu joc 0,05 mm din fabricaţie şi joc 0,17 mm după un număr de ore de funcţionare.

Ţinînd seamă de rezistenţele la oboseală ale materialului în funcţie de concentratori, starea suprafeţei, dimensiuni şi asimetria ciclurilor, se determină apoi coeficienţii de siguranţă [3].

La arborele studiat, după cum se vede din figura 4, tensiunile cresc de 2—3 ori comparativ cu acelea calculate pentru arborele cu lagăre fără jocuri. Coeficientul de siguranţă scade de la $c = 1{,}7$, calculat pentru arborele avînd lagăre fără jocuri, la $c = 1{,}05$, dacă se iau în considerare jocuri de 0,05 mm. Acest calcul explică unele ruperi ale arborelui care se produc după un număr relativ redus de ore de funcţionare.

Calculul unui arbore după metoda propusă de noi este laborios şi el se poate face fără dificultăţi cu ajutorul maşinii de calcul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, B.* şi colectiv. Arbori cotiţi. Editura tehnică, Bucureşti, 1960

[2] *Ponomariov, S. D.* şi colectiv. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. I, Editura tehnică, Bucureşti, 1959.

[3] *Buzdugan, G.* Calculul de rezistenţă la solicitări variabile. Editura tehnică, Bucureşti, 1963.

CZ 621 : 681.2 : 002

Aspecte ale utilizării informaticii în construcţia de maşini şi aparate

Dr. ing. Marius GURAN – Institutul central pentru sisteme de conducere cu mijloace de automatizare – Bucureşti

Utilizarea tehnicii de calcul în domeniul construcţiei de maşini şi aparate este şi va fi actuală datorită pe de o parte importanţei şi dezvoltării acestui domeniu care presupune rezolvarea unor complicate probleme de proiectare şi producţie, iar pe de altă parte posibilităţilor care le oferă calculatoarele în rezolvarea acestor probleme. Am ajuns într-o perioadă cînd se face trecerea de la situaţia în care unii ingineri pot utiliza calculatoarele, la situaţia în care inginerii trebuie să utilizeze calculatoarele.

Acest domeniu al utilizării calculatoarelor, în general, este referit ca domeniul informaticii care, în mod obişnuit, este definită drept ştiinţa şi tehnica prelucrării automate a datelor. Informatica cuprinde în sfera ei de preocupări atît dispozitivele şi echipamentele utilizate în prelucrare (calculatoare şi instalaţii periferice şi de acces, cunoscute sub denumirea de „hardware"), cît şi ansamblul mijloacelor şi tehnicilor ce permit utilizarea acestor dispozitive şi echipamente (programe, limbaje etc. cunoscute sub denumirea de „software"). Informatica este în acest fel un instrument care se grefează pe un anumit domeniu de activitate pe care-l deserveşte. Această deservire se poate realiza numai în condiţiile pregătirii şi tratării specifice a activităţii, domeniului sau problemei în cauză, ţinîndu-se seamă de următoarele faze :

1. Studiul tehnic necesar utilizării calculatorului. Acesta este realizat de specialiştii domeniului sau problemei tratate.

2. Pregătirea, în vederea punerii pe calculator, partajarea în părţi accesibile la calculator, optimizarea organizării tratării etc.

3. Programarea tratării propuse, cu detectarea şi corectarea erorilor (realizarea programelor).

4. Rularea (exploatarea) programelor şi obţinerea anumitor rezultate.

5. Interpretarea şi utilizarea rezultatelor, de către specialiştii din domeniul problemei tratate.

Pentru fazele intermediare (2, 3 şi 4) specialiştii aparţin domeniului informaticii (analişti, pentru faza 2 şi parţial 1, programatori pentru faza 3 şi parţial 2, ingineri, diferiţi utilizatori şi personal de exploatare pentru faza 4, parţial 5).

Informatica în construcţia de maşini şi aparate se grefează cu eficienţă pe două activităţi de bază : proiectare-cercetare şi producţie. Întrucît fiecare din aceste activităţi are un anumit specific şi sub aspectul utilizării tehnicii de calcul, vor fi tratate distinct mai departe.

I. *Informatica în proiectare-cercetare*

Frecvent, făcîndu-se referire la utilizarea tehnicii de calcul în proiectare-cercetare, se vorbeşte de „proiectare (—cercetare) asistată de calculator" (Computer Aided Design — CAD), avînd în vedere şi modul de acces al unui proiectant-cercetător la un calculator modern (folosind de exemplu o claviatură cu imprimantă sau cu tub catodic, amplasată la o oarecare distanţă de calculator, la care pot avea acces simultan mai mulţi utilizatori).

Pentru a vedea mai bine locul şi rolul calculatorului în procesul de proiectare-cercetare se va face referire la schema generală a unui proces de cercetare-proiectare prezentată în figura 1 din care se vor separa aspectele legate cel mai mult de utilizarea calculatorului : luarea deciziei (fig. 2) şi, în cadrul ei, experimentarea în vederea luării unei decizii optimale pe baza analizei mai multor alternative de proiectare (fig. 3). Înainte de a da unele explicaţii, se observă că proiectarea optimală presupune în general încercarea mai multor alternative pe baza unor decizii provizorii. Avînd fixată o *funcţie obiectiv* (*F*), (criteriu complex de apreciere a proiectării), se verifică pentru fiecare alternativă satisfacerea funcţiei obiectiv, alegîndu-se alternativa care satisface optimal această funcţie. În aceste condiţii se pune problema economicităţii soluţiei optimale, dacă toate variantele ar fi realizate de proiectanţi, ştiind că efortul de proiectare se poate măsura în oameni-ani, iar cel de reproiectare în oameni-luni. Elaborarea cîtorva variante poate dubla costul proiectării, fără a obţine soluţia optimă. Calculatorul poate obţine soluţia optimă repede şi cu un cost mult mai mic decît cel realizat prin proiectare obişnuită. Pentru aceasta proiectantul trebuie :

1) să definească problema cantitativ;

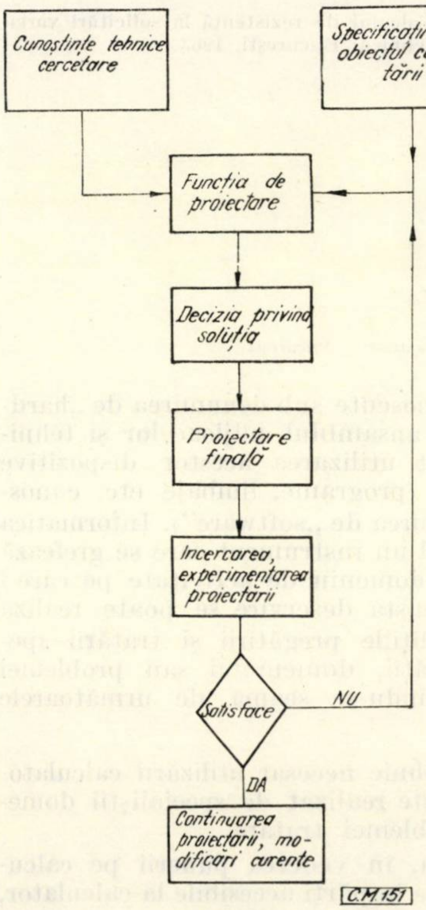

Cunoştinţe tehnice cercetare
Specificaţii privind obiectul cercetării
Funcţia de proiectare
Decizia privind soluţia
Proiectare finală
Incercarea, experimentarea proiectării
Satisface
NU
DA
Continuarea proiectării, modificări curente
C.M.151

Fig. 1

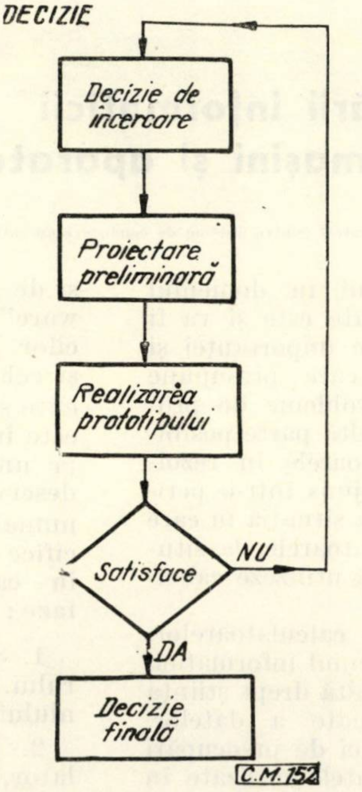

DECIZIE
Decizie de incercare
Proiectare preliminară
Realizarea prototipului
Satisface
NU
DA
Decizie finală
C.M.152

Fig. 2

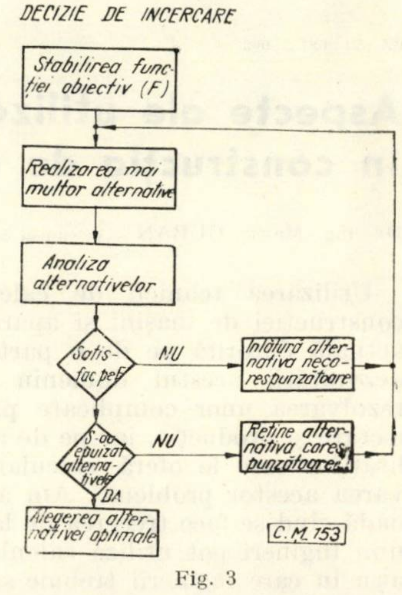

DECIZIE DE INCERCARE
Stabilirea funcţiei obiectiv (F)
Realizarea mai multor alternative
Analiza alternativelor
Satisface F
NU
Inlătură alternativa necorespunzătoare
S-au epuizat alternativele
NU
Reţine alternativa corespunzătoare
DA
Alegerea alternativei optimale
C.M.153

Fig. 3

2) să decidă modul în care se recunoaşte soluţia corespunzătoare (F);

3) să decidă modul de alegere al soluţiei optimale (valoarea corespunzătoare, maximă sau minimă, pentru F);

4) să genereze alternative de proiectare;
5) să reţină în procesul de analiză alternativele corespunzătoare;
6) să aleagă F optim;
7) să ia o hotărîre în realizarea alternativei alese.

Calculatorul poate lua decizii logice, alegînd direcţia pe care se va desfăşura procesul de proiectare, astfel:

— poate începe o anumită succesiune de calcule transferînd controlul pe timpul execuţiei programului la un punct fix, indiferent de condiţii;

— poate face determinări cantitative şi comparaţii, transferînd controlul execuţiei programului în anumite puncte, depinzînd de rezultatul comparaţiei;

— poate realiza iterativ anumite calcule (o rutină de exemplu) de un număr de ori;

— poate memora informaţie alfabetică şi numerică, utilizînd-o atunci cînd este nevoie, prin apel;

— poate citi informaţie alfabetică, numerică de pe anumiţi suporţi sau de la claviaturi, dînd rezultate sub o formă care poate fi interpretată şi folosită.

Aceste capabilităţi sînt prezentate schematic în figura 4, cuprinzînd pentru o reprezentare mai intuitivă şi pachetul de cartele necesar, pe care trebuie perforată toată informaţia necesară procesului. La anumite sisteme de calcul, o parte din această informaţie este înregistrată pe bandă sau disc, putînd fi rezidentă în sistem, la dispoziţia proiectanţilor care o pot folosi în orice moment. Proiectantul — utilizator de calculator trebuie să cunoască un limbaj universal (în general Fortran), eventual convenţional, pentru a-şi scrie programul de bază şi pentru a şti „să converseze" cu calculatorul, precum şi pentru scrierea unor rutine de interes general specifice unui domeniu de proiectare ce pot fi păstrate într-o bibliotecă la dispoziţia altor proiectanţi.

Trebuie în mod deosebit remarcată necesitatea ca proiectanţii dintr-un anumit domeniu, care cunosc efectiv problemele de proiectare, să contribuie la realizarea bibliotecii de subrutine care, în general, nu sînt livrate de specialiştii în calculatoare decît parţial, atunci cînd ele ating un anumit grad de generalizare. Rezultatele cele mai bune se pot obţine din colaborarea proiectanţilor dintr-un domeniu cu programatorii de profesie, cu realizatorii sistemelor de calcul.

II. *Informatica şi producţia de maşini şi aparate*

Tehnica de calcul, asociată în general unui proces productiv, formează ceea ce în mod obişnuit se numeşte *sistem informatic* (un sistem de prelucrare a informaţiei, ca structură, format din: echipamente de culegere, transmitere, înmagazinare, prelucrare şi redare a datelor pe de o parte şi prin programare de prelucrare pe de altă parte).

Într-un fel, sistemul informatic este inclus în *sistemul informaţional* al producţiei care se referă şi la conţinutul informaţiilor ce se prelucrează (fig. 5). Cum în mod obişnuit sistemele informatice sînt grefate pe nişte sisteme conduse (sistemele producţiei anumitor maşini, aparate etc.) cu nivelele lor de conducere şi decizie pe care le deservesc, ele sînt denumite *sisteme informatice pentru conducere*, iar în literatura străină sînt denumite „Management Information Systems" (*MIS*) sau „Avtomatizirovanîe Sistemî Upravlenia" (ASU-*ACY*). Asemenea sisteme reprezintă în sine complexe tehnologice care prelucrează în modul cel mai raţional informaţia tehnico-economică necesară pentru conducerea economică-administrativă eficientă (optimală, de dorit). Sistemul informatic pentru conducere de tip integrat asigură rezolvarea într-un singur complex a problemelor legate de desfăşurarea unui pro-

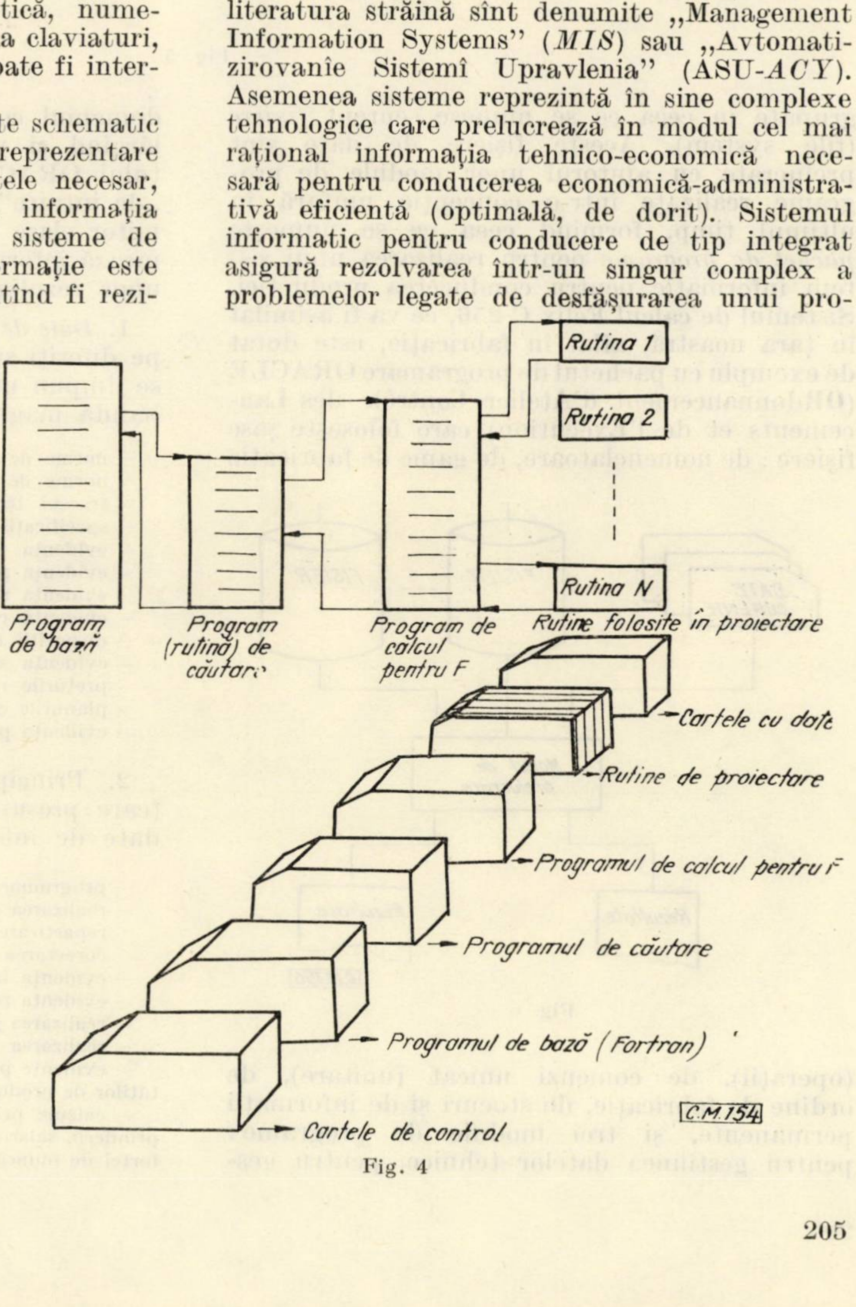

Rutina 1
Rutina 2
Rutina N
Program de bază
Program (rutina) de căutare
Program de calcul pentru F
Rutine folosite în proiectare
Cartele cu date
Rutine de proiectare
Programul de calcul pentru F
Programul de căutare
Programul de bază (Fortran)
Cartele de control
C.M.154

Fig. 4

ces de producţie: contractare-vînzare, aprovizionare-stocuri, planificarea (programarea) producţiei, conducerea operativă, planificarea pe termene scurte şi lungi, prognoze etc. Problema de bază în proiectarea unui asemenea sistem este legată de realizarea optimală, prelucrarea raţională şi utilizarea complexă a informaţiilor grupate în ceea ce se numesc curent *fişiere* (file system). Aceste fişiere de date sînt prelucrate cu ajutorul unor module de programe realizate într-o concepţie unitară în ultimul timp, formînd ceea ce se numeşte *pachet de programe* pentru realizarea unui sistem informatic pentru conducerea producţiei. Sistemul de calcul Felix C 256, ce va fi asimilat în ţara noastră, aflat în fabricaţie, este dotat de exemplu cu pachetul de programare ORACLE (**OR**donnancement d'**A**telier **C**ontrôle des **L**ancements et de l'**E**xécution) care foloseşte şase fişiere: de nomenclatoare, de game de fabricaţie (operaţii), de comenzi unicat (unitare), de ordine de fabricaţie, de stocuri şi de informaţii permanente, şi trei module de programe: pentru gestiunea datelor tehnice, pentru gestiunea fişierelor de fabricaţie, pentru programarea producţiei. O schemă generală de prelucrare a datelor (curente, permanente) este prezentată în figura 6, unde se arată modalitatea de obţinere a rezultatelor la imprimantă (fără a reprezenta şi operaţia de actualizare a fişierelor care se face în mod obişnuit).

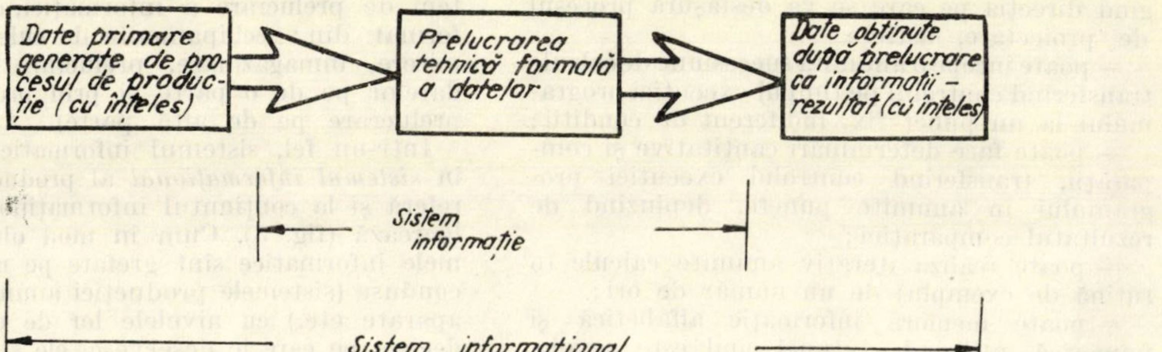

Date primare generate de procesul de producție (cu înțeles)
Prelucrarea tehnică formală a datelor
Date obținute după prelucrare ca informații - rezultat (cu înțeles)
Sistem informație
Sistem informațional
C.M.155

Fig. 5

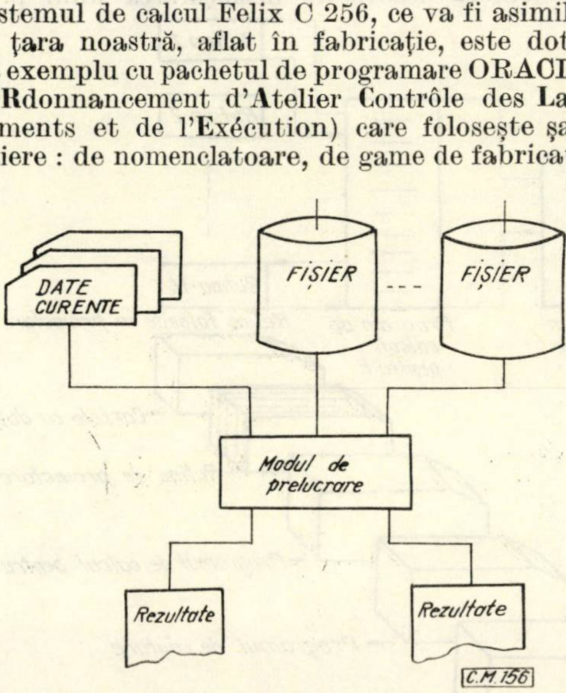


Fig. 6

În domeniul construcţiilor de maşini şi aparate, lărgind şi particularizînd prezentarea pachetului ORACLE, se pot considera informaţiile „de intrare" care sînt necesare rezolvării anumitor clase de probleme (ale căror soluţii formează informaţiile „de ieşire") şi deci obţinerii unor rezultate, după cum urmează:

1. *Date de intrare* (care pot fi fişiere realizate pe diferiţi suporţi, în funcţie de cerinţele care se impun utilizării şi actualizării lor: cartele, bandă magnetică, disc):

- norme de timp pentru operaţii;
- norme de consum pentru materiale;
- traseul tehnologic (pentru piese, subansamble etc.);
- specificaţii constructive;
- evidenţa producţiei finite;
- evidenţa producţiei neterminate;
- evidenţa rebuturilor;
- evidenţa capacităţilor de producţie;
- dispoziţii de lucru:
- evidenţa stocurilor (centrale, locale);
- preţurile materialelor;
- planurile calendaristice;
- evidenţa personalului.

2. Principalele *clase de probleme* rezolvate (care presupun *ieşiri*) ce apelează la anumite date de intrare, în funcţie de specificul lor:

- programarea calendaristică şi cantitativă a producţiei;
- realizarea graficelor de lucru pe secţii;
- repartizarea sarcinilor pe schimburi;
- corectarea operativă a graficelor;
- evidenţa îndeplinirii graficelor;
- evidenţa rebuturilor;
- realizarea graficelor de aprovizionare tehnico-materială;
- realizarea comenzilor de aprovizionare;
- evidenţe privind consumul de materiale, starea capacităţilor de producţie. realizarea producţiei;
- calcule privind indicatorii tehnico-economici ai întreprinderii, salariile, problemele financiar-contabile, necesarul forţei de muncă (cadre, muncitori etc).

Realizarea acestor performanțe se poate obține și fără utilizarea tehnicii de calcul, însă conducerea operativă a activității complexe a unei întreprinderi moderne presupune folosirea unor mijloace care să confere conducerii nu numai evidențe și calcule operative, dar mai ales soluții pentru situații deosebite folosind modelarea și simularea activității tehnico-economice.

Realizarea unui sistem informatic se face în cadrul unui proiect care cuprinde în general trei faze :

1. Fixarea cerințelor pe baza unei analize a situației existente din întreprinderi.

2. Proiectarea sistemului (dimensionare, structură, configurația de echipamente, personal etc.).

3. Realizarea și punerea în funcțiune.

Spre deosebire de realizarea proiectelor în alte domenii, proiectul de sistem informatic presupune participarea efectivă a beneficiarului la procesul de proiectare încă din prima fază, acesta avînd în general răspunderea pentru soluția adoptată, soluție care va avea consecințe asupra desfășurării procesului de producție, de conducere (în sensul îmbunătățirii, raționalizării sau optimizării acestora).

◆

CZ 621.98 : 669.14-414-229.3.001.24

Calculul strîngerii combinate a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel

Dr. ing. Constantin ILIESCU — Universitatea din Brașov

Cercetările privind influența factorilor principali asupra mărimii presiunii necesare strîngerii combinate a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel au dovedit existența unei depline concordanțe, din punct de vedere calitativ, între concluziile teoretice [3] și rezultatele experimentale [4]. Confruntîndu-se rezultatele stabilite teoretic cu datele obținute pe cale experimentală, se constată că și din punct de vedere cantitativ acestea sînt comparabile.

În figura 1 sînt prezentate curbele de variație a presiunii în funcție de grosimea g a semifabricatelor, restul parametrilor rămînînd constanți. Curba *1* corespunde rezultatelor experimentale, iar curba *2* este obținută teoretic. În diagrama prezentată se constată prezența a două domenii distincte : $g \geqslant 1,2$ mm, domeniu specific matrițelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului [5], în care valoarea presiunii obținute experimental și pe cale teoretică, practic este aceeași, și $g < 1,2$ mm, unde alura curbei de variație a presiunii este asemănătoare cu cea a presiunii înregistrate la strîngerea plană a semifabricatului [1], [2]. De aici rezultă că, pentru $g < 1,2$ mm, forța maximă reactivă se dezvoltă ca urmare a tendinței de cutare a semifabricatului, cînd acesta se află sub inelul plan de strîngere, și nu datorită tensiunilor de încovoiere care se opun îndreptării lui la intrarea în jocul dintre poanson și placa de ambutisare. Acest fenomen este ilustrat destul de convingător prin oscilogramele prezentate în figura 2.

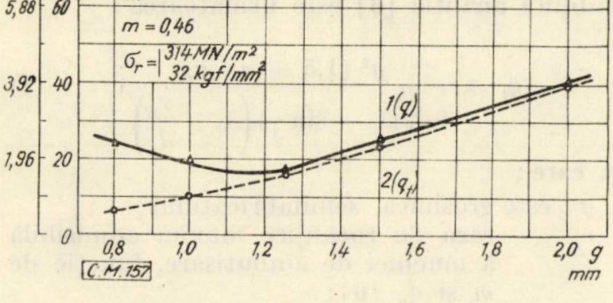


Fig. 1

Diagrama din figura 3 evidențiază variația presiunii în funcție de raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare. În acest caz, rezultatele obținute experimental (curba 1) sînt comparabile cu cele obținute teoretic (curba 2). Neconcordanța deplină dintre aceste curbe în întregul domeniu de variație a razei r_m se datorește faptului că, în mod practic, unei plăci de ambutisare îi corespunde o anumită rază maximă admisibilă [6]. De exemplu, pentru $d_n = 110$ mm — cazul prezentat în figura 3 — $r_{max} = 35$ mm. Pentru această valoare a razei, rezultatele experimentale corespund întocmai cu cele teoretice. Dacă se micșorează raza plăcii de ambutisare — situație inadmisibilă în cazul matrițelor cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului — procesul de deformare se înrăutățește și ca urmare apar deosebiri între rezultatele experimentale și cele teoretice.

Pentru $r_m > 35$ mm, situația este similară cu cea existentă în domeniul $r_m < 35$ mm.

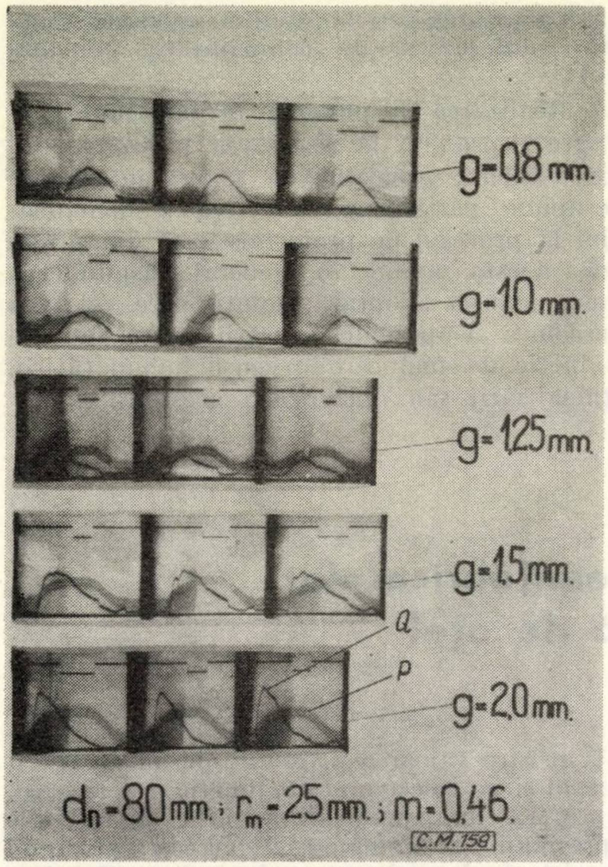


Fig. 2

Din analiza de mai sus se constată că evidenţierea corespondenţei dintre rezultatele experimentale şi cele teoretice, din punct de vedere cantitativ, este indicat a se face pentru cazul $q = q(g)$, deoarece g este parametrul care se manifestă independent de ceilalţi factori în ceea ce priveşte influenţa sa asupra mărimii presiunii necesare la strîngerea semifabricatului. Aceasta se explică prin faptul că, la ambutisarea pieselor care au un anumit diametru d_n, corespunde un anumit coeficient de ambutisare m, iar în funcţie de acesta se stabileşte şi raza plăcii de ambutisare r_m. Deci, o dată ce dispozitivul de ambutisare se proiectează în funcţie de aceşti factori, grosimea semifabricatului poate varia independent de aceştia, fiind necesară numai o mică variaţie a diametrului poansonului care, în mod practic, nu influenţează condiţiile de deformare a semifabricatului.

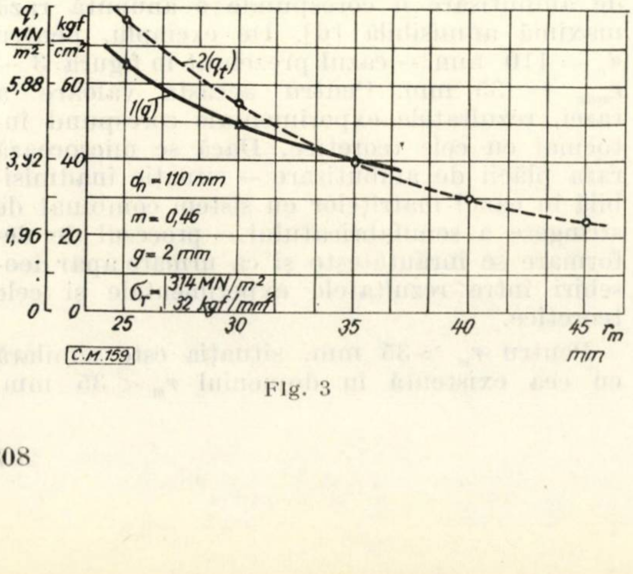


Fig. 3

Stabilirea relaţiilor cantitative privind determinarea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisare se face avîndu-se în vedere particularităţile constructive şi tehnologice ale acestor matriţe.

Matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului le sînt specifice raze maxim admisibile pentru plăcile active şi coeficienţi mici de ambutisare. Rezultă că, în scopul stabilirii relaţiilor pentru calculul presiunii, se vor folosi curbele corespunzătoare lui $m = 0{,}46$ şi $r_m = r_{max}$ [7]. Relaţiile astfel stabilite vor avea o aplicabilitate practică pentru orice coeficienţi de ambutisare $m = 0{,}46$.

După cum se observă din figura 1, în domeniul cu aplicabilitate practică mai mare $g \in (1{,}2\,;\ 2{,}0)$ legile de variaţie a presiunii şi valorile acesteia, stabilite teoretic şi experimental, sînt practic aceleaşi. Aplicabilitatea practică mai mare a acestui domeniu rezidă în aceea că matriţele de ambutisare de acest tip se folosesc mai eficient pentru ambutisarea pieselor cu diametrul mai mare, $d_n \geqslant 100$ mm, ceea ce atrage după sine şi o grosime mai mare a semifabricatelor necesare, $g \geqslant 1{,}2$ mm.

Cercetarea preciziei dimensionale şi a formei geometrice la piesele ambutisate în serie din tablă de oţel cu grosimea $g = 3$ mm la uzina „Metrom" din Braşov [5] a evidenţiat corespondenţa totală dintre aceste piese şi cele obţinute prin ambutisare în cadrul cercetării experimentale în laborator. De aceea, avîndu-se în vedere şi existenţa aceloraşi legi de variaţie stabilite teoretic şi experimental în domeniul $g \in (1{,}2\,;\ 2{,}0)$, se poate considera că pentru $g \in (1{,}2\,;\ 3{,}0)$ dependenţa $q = q(g)$ este aceeaşi.

Relaţia generală pentru calculul presiunii stabilită analitic [3] este următoarea:

$$q_t = \frac{g^2\,(1{,}5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r}{6r_m^2\,(1 - \sin\gamma)\left(1 + \dfrac{r_m}{d_n}\right)}, \tag{1}$$

în care:

g este grosimea semifabricatului;

r_m — raza de rotunjire maxim admisibilă a muchiei de ambutisare, funcţie de m şi d_n [6];

m — coeficientul de ambutisare;

d_n — diametrul nominal al pieselor ambutisate;

γ — unghiul sub care inelul profilat de strîngere se suprapune peste suprafaţa curbă a plăcii de ambutisare [3];

ε_r — alungirea relativă a materialului semifabricatului;

σ_r — rezistenţa limită la rupere a materialului semifabricatului.

În tabelele 1 şi 2 sînt prezentate valorile presiunii în funcţie de grosimea semifabricatului pentru diametrele nominale $d_n = 110$ şi, respectiv, $d_n = 80$ mm. Presiunea calculată cu relaţia teoretică (1) şi cea stabilită experimental corespund unei rezistenţe $\sigma_r = 32$ kgf/m² $\left(314 \dfrac{MN}{\mathrm{m}^2}\right)$ şi unei alungiri $\varepsilon_r = 0,3$, obţinute prin probe de laborator cu epruvete confecţionate din tabla de oţel respectivă, şi unui unghi normal $\gamma = 70°$ [3], [5], [6].

$d_n = 110$ mm Tabela 1

g (mm)		0,8	1,0	1,25	1,5	2,0
q_t	MN/m²	0,588	0,98	1,56	2,35	3,82
	kgf/cm²	6	10	16	23	39
q	MN/m²	2,35	1,96	1,66	2,54	3,92
	kgf/cm²	24	20	17	26	40
$k = q/q_t$		4	2	1,06	1,12	1,02

$d_n = 80$ mm Tabela 2

g (mm)		0,8	1,0	1,25	1,5	2,0
q_t	MN/m²	1,08	1,66	2,60	3,72	6,66
	kgf/cm²	11	17	26,5	38	68
q	MN/m²	3,63	2,84	2,64	4,0	6,95
	kgf/cm²	37	29	27	41	71
$k = q/q_t$		3,4	1,7	1,02	1,08	1,04

Din tabelele 1 şi 2 se observă că, pentru domeniul $g \geqslant 1,2$ mm, diferenţa dintre presiunea obţinută experimental şi cea calculată teoretic este neglijabilă. Deci, cu suficientă precizie pentru practică, se poate considera că pentru $g \in (1,2;\ 3,0)$ coeficientul de corecţie $k \simeq 1$ adică $q \simeq q_t$, iar presiunea se va calcula cu relaţia (2) stabilită pe cale teoretică:

$$q = \frac{g^2\,(1,5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r}{6\,r_m^2\,(1 - \sin\gamma)\left(1 + \dfrac{r_m}{d}\right)}, \qquad (2)$$

În domeniul $g < 1,2$ mm presiunea se va calcula cu relaţia:

$$q = k\,\frac{g^2\,(1,5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r}{6\,r_m^2(1 - \sin\gamma)\left(1 + \dfrac{r_m}{d}\right)}, \qquad (3)$$

unde k este un coeficient de corecţie şi are valoarea din tabela 3.

Tabela 3

d_n mm	g (mm)	
	0,8	1,0
	k	
80...100	3,4	1,7
$\geqslant 100$	4	2

Calculul presiunii cu relaţiile (2) şi (3) nu este complicat, însă necesită timp mai îndelungat. Pentru scopuri practice sînt indicate relaţii mai simple. În acest scop, se consideră că în cele două domenii distincte presiunea variază liniar în funcţie de grosimea semifabricatului (fig. 1). Liniarizarea acestor curbe permite obţinerea următoarelor relaţii de calcul:

pentru $d_n = (80...100)$ mm şi $g = (1,2...3,0)$ mm:

$$q = 5,75\,g - 4,54 \quad (\mathrm{MN/m^2}), \qquad (4)$$

$$q = 58,7\,g - 46,3 \quad (\mathrm{kgf/cm^2}); \qquad (5)$$

pentru $d_n = (80...100)$ mm şi $g = (0,8...1,2)$ mm:

$$q = -\,3,9\,g + 6,75 \quad (\mathrm{MN/m^2}), \qquad (6)$$

$$q = -\,40\,g + 69 \quad (\mathrm{kgf/cm^2}); \qquad (7)$$

pentru $d_n \geqslant 100$ mm şi $g = (1,2...3,0)$ mm:

$$q = 3\,g - 2,1 \quad (\mathrm{MN/m^2}), \qquad (8)$$

$$q = 30,8\,g - 21,5 \quad (\mathrm{kgf/cm^2}); \qquad (9)$$

pentru $d_n \geqslant 100$ mm şi $g = (0,8...1,2)$ mm:

$$q = -\,1,96\,g + 3,9 \quad (\mathrm{MN/m^2}), \qquad (10)$$

$$q = -\,20\,\mathrm{g} + 40 \quad (\mathrm{kgf/cm^2}). \qquad (11)$$

Relaţiile (4)...(11) asigură efectuarea rapidă şi precisă a calculului presiunii pentru domeniul $g \in (1,2;\ 3,0) \cup (0,8;\ 1,2)$.

De menţionat este faptul că generalizarea relaţiilor de calcul pentru ambutisarea pieselor cu diametrul nominal $d_n \geqslant 100$ mm s-a făcut în baza curbelor de variaţie a presiunii $q = q\,(d_n)$ [7], care arată că presiunea scade cu creşterea diametrului de la 80 la 110 mm; pentru valori mai mari ale diametrului pieselor, presiunea rămîne practic constantă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oehler — Kaiser.* Schnittstanz und Ziehwerkzeuge. Springer, Berlin, 1966.
[2] *Sofman, L. A.* Teoriia i rascioti proţessov holodnoi ştampovki. Maşinostroienie, Moscova, 1964.
[3] *Iliescu, C.* ş. a. Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel. În: „Construcţia de Maşini", nr. 3, 1971.
[4] *Iliescu, C.* Contribuţii la determinarea presiunii necesare pentru strîngerea combinată (plană şi curbă) a semifabricatelor la ambutisare. Parametrii geometrici ai noilor scule. Rezumat teză de doctorat, Braşov, 1970.
[5] *Iliescu, C.* ş. a. Contribuţii privind cercetarea experimentală a matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. În: „Construcţia de Maşini", nr. 7, 1970.
[6] *Iliescu, C.* Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strînge semifabricatelor. În: „Construcţia de Maşini", nr. , 1968.
[7] *Iliescu, C.* ş. a. Contribuţii privind cercetarea experimentală a factorilor principali care determină mărimea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel. În: „Construcţia de Maşini", nr. 3, 1972

◆

CZ 621.9–522.2

Pierderi de presiune locale în sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte

Ing. Ion MOISE – MICMG

După cum este cunoscut pierderile de presiune lineare sînt de regulă însoţite de pierderi de presiune locale, acestea din urmă fiind cauzate de factori locali de rezistenţă, care se opun trecerii fluidului. Aceşti factori de rezistenţă locali se situează în conducte, în aparatajul auxiliar şi, în special, în aparatajul hidrostatic al maşinilor-unelte.

Pierderile de presiune locale reprezintă energiile specifice ale fluidului, care sînt destinate pentru învingerea factorilor locali de rezistenţă la trecerea fluidului prin diferitele elemente ale sistemului hidrostatic.

Pierderile de presiune locale apar la schimbarea direcţiei de curgere a jetului, la modificarea vitezei acestuia (sau la modificarea secţiunii de trecere), precum şi la deformarea jetului şi la torsionarea şi turbionarea acestuia.

Determinarea teoretică a acestor pierderi se calculează numai în cîteva cazuri, şi anume atunci cînd se poate stabili o analogie a zonei de trecere, cu o conductă circulară pentru regimul de curgere laminar. De aceea, în majoritatea covîrşitoare a cazurilor, pierderile de acest gen se determină cu ajutorul formulelor empirice, stabilite experimental.

Literatura străină de specialitate distinge două mari categorii de pierderi locale de presiune, şi anume:

— pierderi de presiune neintenţionate (nedorite), dar care nu pot fi evitate. Cazul pierderilor de presiune locale prin conducte, prin coturi şi deviaţii, prin aparatajul auxiliar în general;

— pierderi de presiune necesare (dorite, planificate) şi care trebuie păstrate la o valoare constantă în timpul funcţionării. Este cazul pierderilor de presiune prin distribuitoare, supape drosele, adică prin aparatajul auxiliar în ansamblu.

Mărimea pierderilor locale poate atinge valori mari, ceea ce are o anumită importanţă sub aspectul balanţei energetice a maşinii-unelte, dar, mai cu seamă, pentru stabilitatea vitezei acesteia. Astfel factorul local de rezistenţă pentru o conductă îndoită la 90°, cu raza de curbură $r_1 = d$, este echivalent cu factorul de fricţiune pentru o conductă cu $1 = 40\ d$.

În figura 1 se prezintă depedenţa factorului local de rezistenţă ξ de mărimea razei de curbură a conductei îndoite. Se observă că la mărimea razei de curbură $r_1 > 4d$ practic factorul de rezistenţă se stabilizează nemaidepinzînd de acest raport.

Factorul de rezistenţă locală ξ ţine cont de totalitatea pierderilor de presiune, inclusiv de cele determinate de frecare, de acceleraţiile dezordonate, de vîrtejuri, bineînţeles pentru zona de trecere, sau pentru aparatul studiat. El este adimensional.

În ultima lucrare a autorului sovietic Başta se reia o teză mai veche în sensul că pierderea de presiune locală este funcţie directă de pătratul vitezei medii a fluidului la intrarea în rezistenţă locală, ξ avînd o valoare constantă pentru anumite condiţii date, adică:

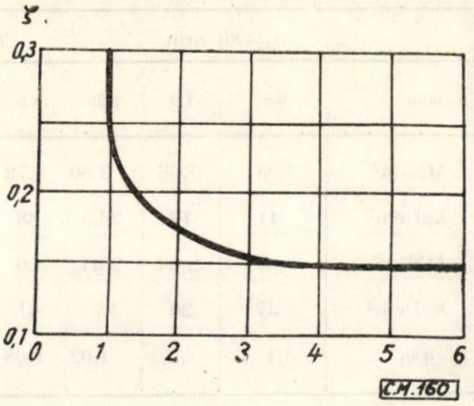


Fig. 1. Dependenţa lui ξ de $\frac{r_1}{d}$ în cazul îndoirii conductelor circulare.

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = \xi\, \frac{v^2 \gamma}{2g}$$

Literatura străină prezintă formule simplificate, bazate pe aceeaşi teză, şi anume:

$$\Delta p = \xi v^2 (1{,}08 \times 10^{-4})\gamma$$

$$\Delta p = \xi \left(\frac{Q^2}{d^4}\right)\left(1{,}8 \times 10^{-5}\right)\gamma$$

Factorul de rezistenţă ξ este, de asemenea, adimensional şi a fost introdus pentru a simplifica calculele referitoare la pierderile de presiune.

Baza principală pentru a folosi factorul ξ este aceea că observaţiile făcute de-a lungul anilor, asupra datelor obţinute în timpul probelor cu diverse fluide, au arătat că pierderea de presiune variază cu pătratul vitezei, uneori reclamîndu-se o diminuare sau majorare a exponentului vitezei cu circa 10 %.

Factorul ξ corespunde în relaţia respectivă cu energia de poziţie (viteza de coloană) din ecuaţia energetică a lui Bernoulli. Se înţelege că factorul ξ este determinat în mod special pentru fiecare caz în parte. Repet faptul că determinarea pierderilor locale de presiune ale grupului transformator-transmiţător nu constituie obiectul acestui articol. În cele ce urmează se vor analiza succint factorii locali de rezistenţă în aparatura auxiliară şi în aparatura hidrostatică a maşinilor-unelte.

1. Factorii locali de rezistenţă ai aparaturii auxiliare

Datele cele mai interesante sînt prezentate de literatura tehnică sovietică şi americană, care utilizează pentru factorul respectiv notaţia ξ, respectiv *K*.

În ceea ce urmează nu voi mai repeta continuu sursa bibliografică, ci folosind adnotările ξ şi *K* pentru factorul de rezistenţă locală se va subînţelege că datele respective le-am obţinut din literatura tehnică de specialitate respectivă.

a) *Intrările lichidului în conducte*

Pătrunderea mediului fluid în conducte, din rezervoare, motoare hidraulice, filtre etc., are loc împreună cu o anumită pierdere locală de presiune care depinde de diferiţi factori, ca de exemplu forma constructivă a intrării în conducte, razele de racordare etc.

Din analiza datelor de mai sus se desprind cîteva constatări :

— valorile factorilor ξ şi *K* prezentate de cele două surse sînt compatibile, diferenţele provenind, în special, datorită diferenţei elementelor de referinţă ;

— în ambele ţări există preocuparea pentru reducerea acestor factori, dovadă fiind construcţiile pentru care factorii respectivi au valori foarte mici ;

— nici una dintre surse nu prezintă date pentru totalitatea cazurilor posibile, fiecare dintre ele avînd zone albe. Existenţa zonelor albe se explică nu prin imposibilitatea determinărilor, ci prin faptul că valoarea efectivă a factorilor măsuraţi n-ar justifica, probabil, cheltuielile implicate de aceste determinări.

b) *Racordări ale conductelor*

Se observă că curba nr. 1 din primul grafic, β = 90° coincide cu prima curbă din cel de-al doilea grafic, ceea ce denotă că valorile sînt foarte apropiate (fig. 1 şi 3).

c) *Legături ale conductelor*

Comparînd datele de mai sus cu rezultatele publicate în urmă cu 15—20 de ani rezultă că în cea mai mare parte a legăturilor conductelor factorul de rezistenţă locală îşi păstrează valoarea anterioară (fig. 4).

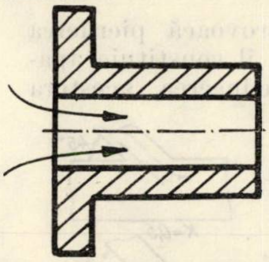
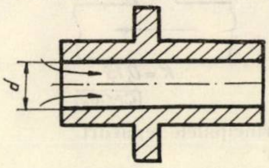
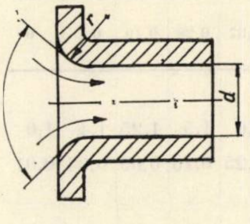
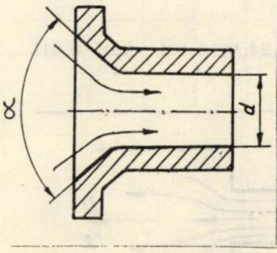
Principalele forme constructive ale intrărilor în conducte		
	= 0,5, pentru muchii ascuţite ale zonei de intrare	de la 0,5 la 1, în funcţie de forma muchiei zonei de intrare :
	≅ 1 şi depinde de mărimea echilibrată a raportului $\frac{1}{d}$;	de la 0,68 la 2,5, în funcţie de natura prelucrări capătului ţevii ;
	= 0,05 ÷ 0,03, pentru valori $\frac{r}{d} = 0{,}1-0{,}2$	= 0,25 pentru ≯ 90° = 0,1 dacă $\frac{r}{d} = 0{,}12$ = 0,06 dacă $\frac{r}{d} = 0{,}16$ = 0,04 dacă racordarea este continuă ;
	depinde de α şi de raportul $\frac{1}{d}$ Pentru α = 40 ÷ 60° şi $\frac{1}{d} = 0{,}2 \div 03$ mărimea factorului se ia ξ = 0,1 − 0,15	*a* = 60° *r*/*d* — *K* 0,1 — 0,18 0,15 — 0,15 0,25 — 0,13 0,4 — 0,10

Fig. 2. Factorii ξ şi *K* pentru principalele forme ale intrărilor în conductă.

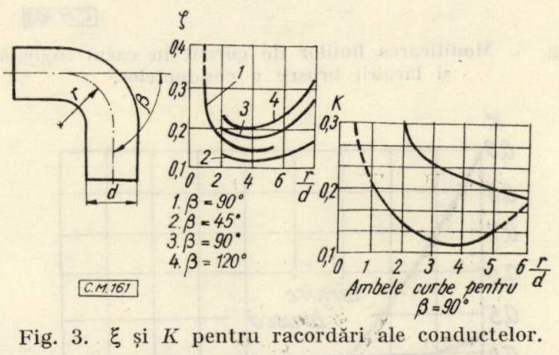


Fig. 3. ξ şi *K* pentru racordări ale conductelor.

d) *Ingustarea şi lărgirea bruscă a conductei*

Factorul de rezistenţă locală în acest caz este în corelaţie directă cu raportul diametrelor celor două zone ale conductei (tab. 1 şi fig. 5)

Deşi mărimile de bază (raportul diametrelor) nu se prezintă omogen în cele două cazuri, este de observat că pentru zona rapoartelor care coincid rezultă mărimi ale factorilor de rezistenţă locală suficient de apropiate.

În lucrarea lui L. Dodge se prezintă diagrama din figura 6.

Factorul principal care provoacă pierderea de presiune în aceste cazuri, îl constituie apariţia vîrtejurilor. Pentru reducerea acestora se rotunjeşte marginea zonei de trecere, sau pentru a obţine efectul maxim, se recurge la o treaptă conică de racordare, care face legătura între porţiunile cilindrice.

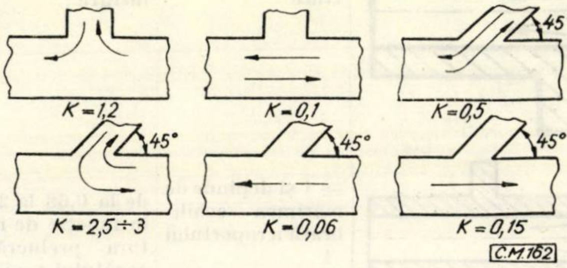


Fig. 4. Mărimea lui K pentru principalele legături ale conductelor

Tabela 1

ingust. bruscă	0,45	0,43	0,42	0,4	0,37	0,28	0,19	0,1	0
$\frac{D}{d}$	4	3,5	3	2,5	2,0	1,5	1,25	1,1	1,0
K larg. bruscă	0,81	0,64	0,49	0,26	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01
$\frac{d}{D}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K îngust bruscă	0,4	0,38	0,34	0,30	0,24	0,18	0,1	0,05	0,015

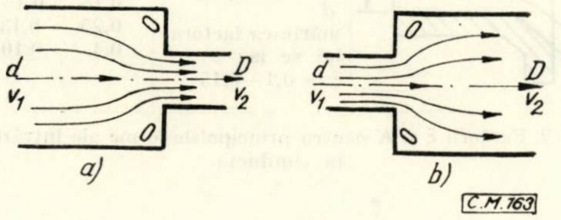


Fig. 5. Modificarea liniilor de curent în cazul îngustării şi lărgirii brusce a conductelor.

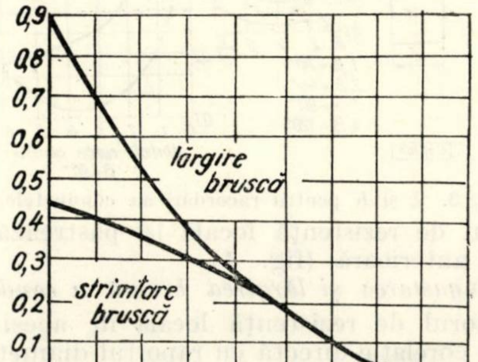


Fig. 6. Variaţia lui K în funcţie de d/D

e) *Îngustarea şi lărgirea conică a conductelor (difuzor şi confuzor, fig. 7).*

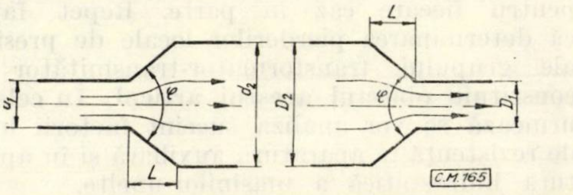


Fig. 7. Modificarea liniilor de curent în cazul îngustării şi lărgirii bruşte a conductelor.

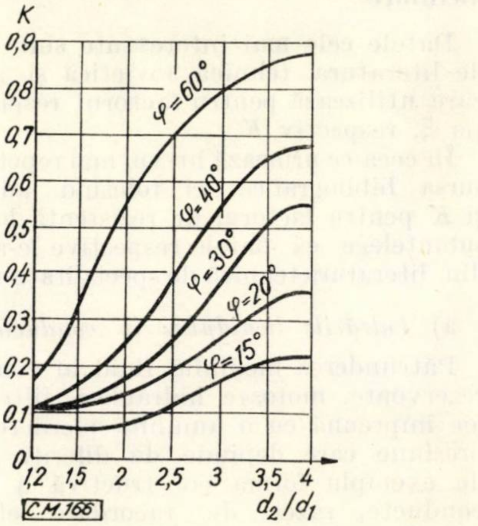


Fig. 8. Dependenţa lui K de $\frac{d_2}{d_1}$ în cazul lărgirii conice a conductelor pentru diferitele valori ale lui φ

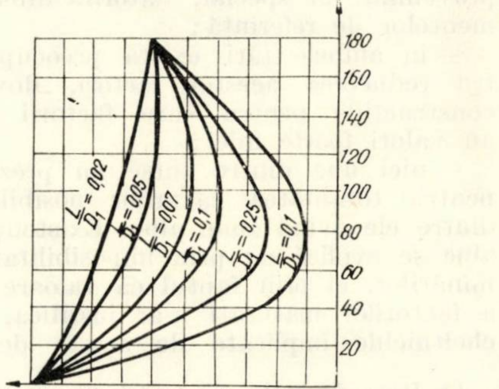


Fig. 9. Dependenţa lui K de mărimea lui φ în cazul îngustării conice a conductei pentru diferite valori ale lui $\frac{L}{D_1}$

Publicaţiile străine de specialitate recomandă pentru reducerile conice unghiuri $\alpha = 40-60°$, valoarea factorului de rezistenţă locală putînd fi luată egală cu $0,1-0,15$ (fig. 8 şi 9).

2. Determinarea pierderilor de presiune locală ale aparaturii hidrostatice

Literatura de specialitate face o mare deosebire între pierderile de presiune ale aparatajului auxiliar și cele ale aparatajului hidrostatic.

Dacă pe primele le consideră ca fiind nedorite, dar inevitabile, și ca atare recomandă unele soluții pentru reducerea factorului de rezistență locală, pentru pierderile din aparatajul hidrostatic problema este privită mult mai complex, începînd cu studiul factorilor de rezistență locală, al coeficienților de curgere (de debit) și analizînd foarte atent comportarea în regim dinamic a fiecărui element din această categorie.

În prima parte, vom examina problema, analizînd mai departe mărimea factorului de rezistență locală K care își are echivalența în factorul ξ.

a) *Distribuitoare*

În urma cercetărilor rezultă că datorită schimbărilor frecvente de sens ale sertărașelor distribuitoare, respectiv lărgirii și îngustării zonelor de trecere ale acestora, precum și datorită rotirilor, valoarea critică a lui Re = 100−250, ceea ce indică faptul că în distribuitoare regimul de curgere este cu precădere turbulent. Pierderea de presiune se apropie ca formă de parabolă și poate fi exprimată prin funcția

$$\Delta p = \xi \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{Q^2}{A^2}$$

În funcție de forma secțiunilor de trecere și de sensul fluidului sînt stabiliți factorii de rezistență pentru fiecare caz în parte (fig. 10).

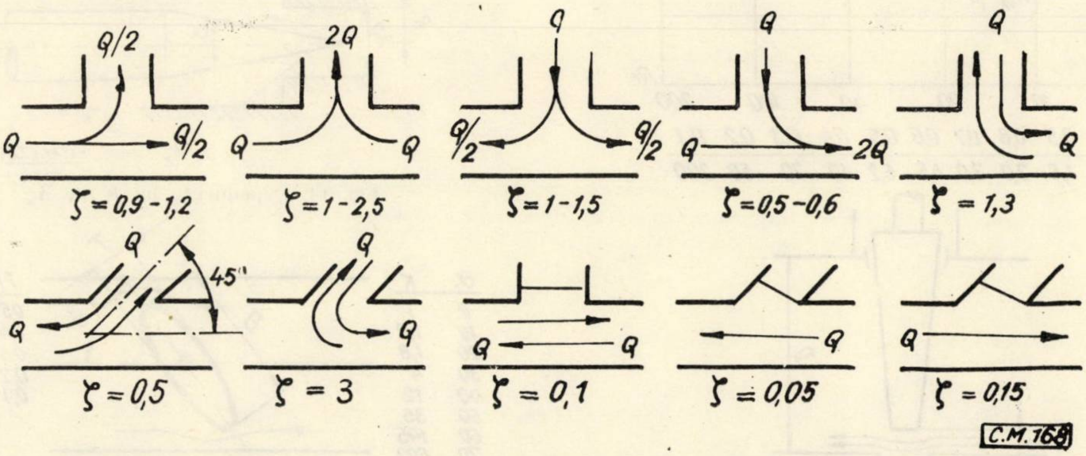


Fig. 10. Mărimea factorilor de rezistență locală pentru diferite zone de trecere ale distribuitoarelor.

Pierderile locale de presiune în distribuitoare depind în mai mare măsură de viscozitatea fluidului, această dependență putînd fi exprimată suficient de precis prin relația empirică:

$$\Delta p = \frac{1}{40} \cdot \nu \frac{v^2}{2g}.$$

Autorii sovietici recomandă, în mod orientativ, ca valoarea totală a factorilor de rezistență în distribuitor să fie în limitele $\xi = 3-5$. Această recomandare corespunde cu prescripția americană care prevede $K = 3-5{,}5$ pentru cazul sertărașelor complet deschise.

Datele de mai sus se pot folosi numai pentru calculele aproximative ale sistemelor hidraulice, pentru calcule precise fiind necesare date suplimentare stabilite pe baza determinării factorilor locali de rezistență ai distribuitoarelor, în condițiile reale de funcționare a acestora.

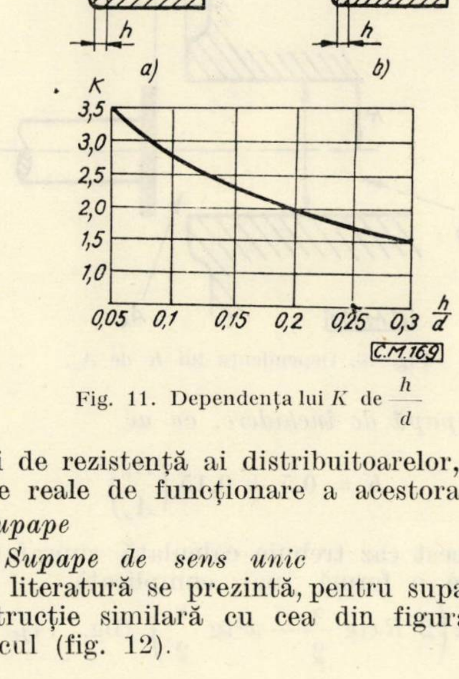


Fig. 11. Dependența lui K de $\frac{h}{d}$

b) *Supape*

— *Supape de sens unic*

În literatură se prezintă, pentru supapele de construcție similară cu cea din figura 11 a, graficul (fig. 12).

— *Supapă de închidere, cu pană*

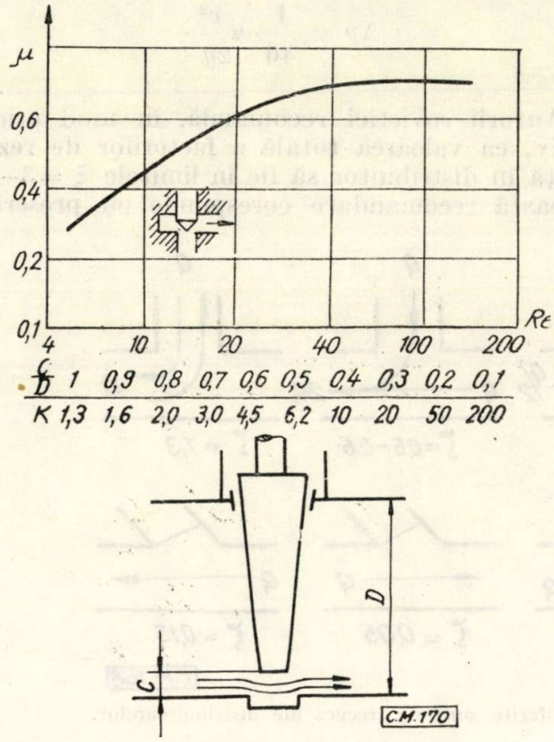


Fig. 12. Dependenţa lui K de $\frac{C}{D}$

— *Supapă de închidere, cu disc*

$$K = 1{,}3 + 0{,}2\left(\frac{A_p}{A_x}\right)^2$$

Suprafaţa A_x, care are forma unui cilindru cu înălţimea x, trebuie calculată pentru diferite deschideri x (fig. 13).

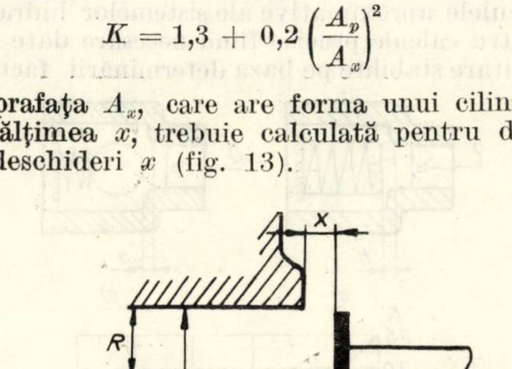


Fig. 13. Dependenţa lui K de A_x.

— *Supapă de închidere, cu ac*

$$K = 0{,}5 + 0{,}15\left(\frac{A_p}{A_x}\right)^2$$

Şi în acest caz trebuie calculată suprafaţa A_x care are o formă mai complicată.

$$A_x = \pi\left(2\,Rx\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2} - x^2\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right) \text{ (fig. 14).}$$

— *Ventil tip fluture* (fig. 15).

c) *Rezistenţe hidraulice*

— *Diafragme şi orificii*

Caracteristica curgerii fluidului prin fante şi orificii o constituie faptul că cea mai mare parte din energia potenţială a jetului se transformă în energie cinetică.

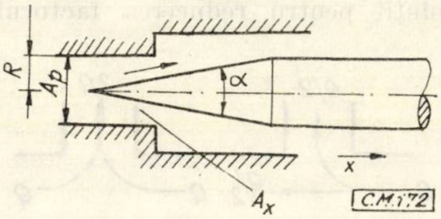


Fig. 14. Dependenţa lui K de A_x

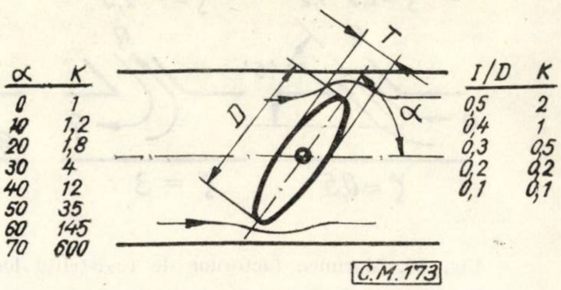


Fig. 15. Dependenţa lui K de raportul T/D

La trecerea fluidelor prin orificii practicate în pereţi subţiri are loc o comprimare concentrică a jetului, acesta întîlnind de fapt numai marginile interioare ale orificiului şi nu întreaga suprafaţă a acestuia.

Experienţa arată că lungimea porţiunii în care se produce comprimarea jetului poate fi, în anumite condiţii $s = 0{,}5\,d_0$. Pentru ca jetul să se refacă, adică să atingă întreaga suprafaţă a orificiului este suficient dacă $s = d_0$. Lungimea s poate fi redusă dacă se rotunjeşte intrarea în orificiu (fig. 16 e).

Avînd în vedere că secţiunea de trecere a orificiilor se păstrează constantă, deci şi pierderea de presiune funcţie de secţiune are valoare constantă, unele publicaţii tratează curgerea prin aceste orificii şi duze, pornind de la studiul debitului în funcţie de diferiţii factori care intervin în acest mod de curgere:

$$Q = \mu A\sqrt{\frac{\Delta p \cdot g}{\gamma}}$$

în care μ este coeficientul de debit, iar A este suprafaţa orificiului.

Coeficientul de debit este funcţie de doi factori şi anume:

— φ — coeficientul vitezei care are valoarea $\varphi = \frac{v}{v_{med}}$, în care v_t este viteza teortică a curgerii, $v = \sqrt{2\,gH}$, iar v este viteza reală a jetului $v < v_t$ deoarece are loc reducerea vitezei straturilor datorită frînării de către marginea orificiului (fig. 17 a);

— ε — coeficientul de compresie a jetului, care se obţine prin relaţia $\varepsilon = \frac{Ac}{A}$, în care *A* este suprafaţa orificiului, iar *Ac* suprafaţa jetului în punctul său de compresiune, deci corespunzătoare diametrului d_c din figura 16 a. Deci $\mu = \varphi \cdot \varepsilon$.

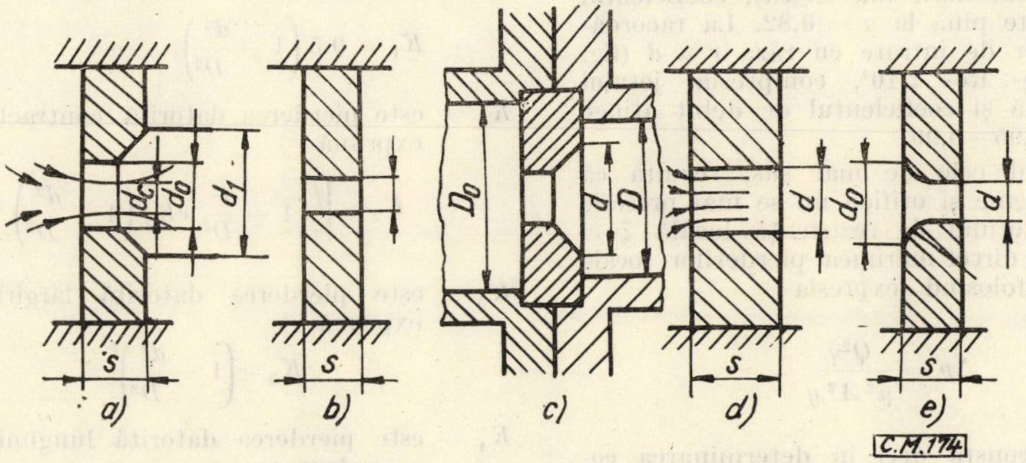
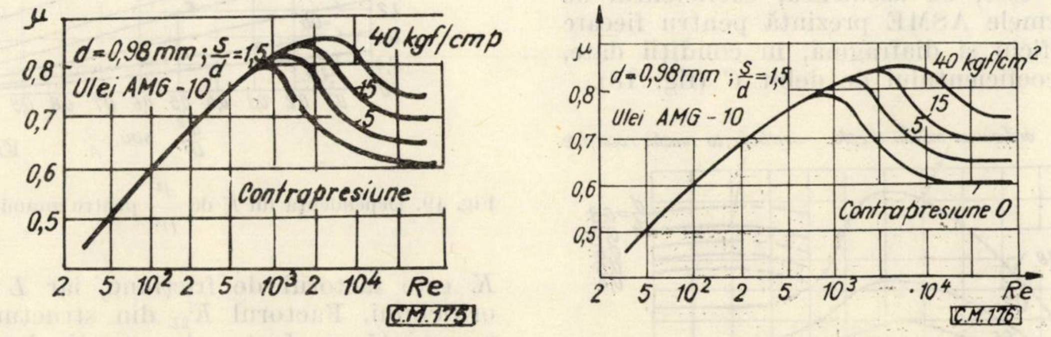


Fig. 16. Diferite tipuri de diafragme şi orificii.

Coeficientul de debit μ se determină pentru fiecare tip concret de orificiu, ca şi valoarea Re, pe cale experimentală.



a

b

Fig. 17. b. Coeficientul de debit prin orificiu rotund în diafragmă subţire.

Valoarea lui μ se poate calcula cu relaţia $\mu = \frac{Q}{Q_t}$, în care *Q* este debitul măsurat la trecerea prin orificiul respectiv, iar $Q_t = A \sqrt{\frac{2g\,\Delta p}{\gamma}}$.

În figura 17 b se ilustrează dependenţa lui μ faţă de mărimea Re pentru un ulei cu viscozitatea redusă. După cum se observă, în prima parte μ creşte aproape proporţional cu Re, creştere condiţionată de creşterea simultană a coeficientului de viteză φ, a cărui valoare pentru lichide puţin vîscoase, ca de exemplu pentru apă, poate să ajungă pînă la 0,97.

La o anumită valoare a lui Re, μ atinge valoarea maximă pentru ca apoi să scadă şi să se stabilizeze.

Această stabilizare este condiţionată de faptul că, la curgerea lichidelor cu viscozitate mică, care se realizează la valori ale lui Re suficient de mari, are loc o însemnată compresie a jetului, care după un anumit timp se stabilizează.

La valori mici ale lui Re influenţa viscozităţii este atît de redusă şi efectul de frînare la intrare atît de însemnat încît jetul aproape că nu se comprimă (ε — 1) şi ca urmare μ = ε.

Rezultă că în asemenea cazuri coeficientul de debit este practic proporţional cu Re, ceea ce înseamnă o anumită instabilitate pentru regimul de curgere, fapt pentru care se recomandă evitarea cazurilor respective.

Avînd în vedere că pentru o anumită valoare Re se stabilizează, rezultă că debitul pentru valori mai mari ale lui RE nu depinde practic de viscozitatea fluidului de lucru.

Această remarcă este foarte importantă deoarece se pot crea dispozitive de reglaj, ca de exemplu drosele, care asigură un debit constant, într-o gamă largă de temperatură.

Dar μ depinde de forma marginilor de intrare și de mărimea compresiei jetului.

Pentru înlăturarea efectului formei marginilor se practică fasonarea sau teșirea acestora, astfel ca la un raport $\frac{h}{d} = 0{,}2-0{,}4$ (în care h este lățimea fasonării sau teșirii), coeficientul de debit crește pînă la $\mu = 0{,}82$. La racordarea marginilor de intrare cu raza $r = d$ (fig. 16 e) și $50 < \mathrm{Re} < 2{,}10^4$, compresia jetului este înlăturată și coeficientul de debit atinge valori $\mu = 0{,}95-0{,}96$.

Recapitulînd cele de mai sus, rezultă că pentru diafragme și orificii nu se mai prescrie mărimea factorului de rezistență locală ξ ci se determină direct mărimea pierderilor locale de presiune folosind expresia:

$$\Delta p = \frac{Q^2 \gamma}{\mu^2 A^2 g}$$

Problema constă deci în determinarea corectă a lui μ, așa cum s-a arătat mai sus. Este de adăugat că există și cazuri cînd are loc, datorită pereților foarte subțiri ai diafragmelor, compresia incompletă a jetului.

Relația de bază preconizată are următoarea structură:

$$Q = AC\sqrt{2gH_L},$$

în care C este, de asemenea, coeficientul de debit. Normele ASME prezintă pentru fiecare tip de orificiu și diafragmă, în condiții date, mărimea coeficientului de debit C (fig. 18).

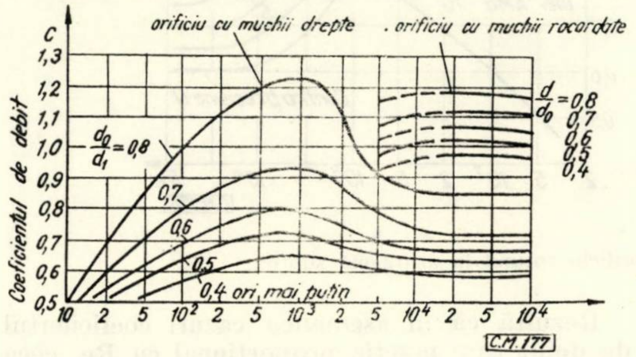


Fig. 18. Dependența lui C pentru anumite tipuri de orificii.

Valorile lui C pentru orificiile cu muchii drepte sînt valabile și pentru orificiul în placă subțire (diafragma) din figura 16 b. Este de remarcat analogia primei familii de curbe, cu diagramele pentru cazuri similare prezentate de literatura tehnică din U.R.S.S.

Pentru orificiul care face legătura între două zone de trecere cu diametre diferite (fig. 16 c) dependența factorului K are forme alăturate. Este de subliniat că factorul K are o formă specială și el diferă de factorul de rezistență locală, în sensul că este mult mai complex.

Relația pentru determinarea lui K este:

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + K_4, \text{ în care:}$$

K_1 — este pierderea la intrare și are valoarea

$$K_1 = 0{,}5\left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)$$

K_2 — este pierderea datorită contracției și se exprimă

$$K_2 = \sqrt{1 - \frac{d^2}{D^2}\, xK_L\left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}$$

K_3 — este pierderea datorită lărgirii și se exprimă

$$K_3 = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

K_4 — este pierderea datorită lungimii și are valoarea

$$K_4 = \frac{K_L}{d}, \text{ în care}$$

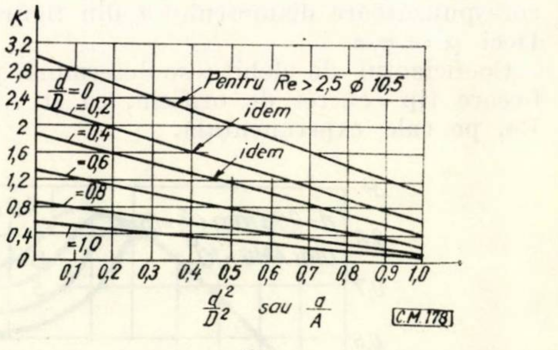


Fig. 19. Dependența lui K de $\frac{d^2}{D^2}$ pentru anumite valori Re.

K este factorul de fricțiune, iar L lungimea orificiului. Factorul K_{2L} din structura lui K_2 reprezintă un factor de corecție bazat pe raportul $\frac{L}{d}$.

Determinînd valoarea lui K din relația de mai sus, se poate calcula relativ ușor pierderea de coloană folosind relația:

$$H_L = K\frac{v^2}{2g}.$$

Pentru orificii lungi calculele sînt similare (V. fig. 20).

În literatura de specialitate se acordă atenția studiului pierderilor hidraulice prin duze, acestea avînd avantajul că față de orificii, fiind caracterizate prin rapoarte $\frac{s}{d} = 3 - 4$, au un coeficient de debit constant. Pentru acest avantaj se utilizează tot mai mult în tehnica măsurării debitului, eliminînd într-o oarecare măsură, din acest domeniu, utilizarea diafragmelor.

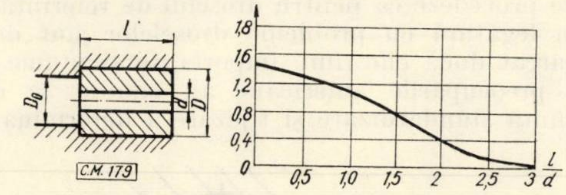


Fig. 20. Dependenţa lui K_L de raportul $\frac{l}{d}$ pentru orificii lungi.

Principial vorbind, o duză corespunde cu un orificiu lung.

Deoarece în cazul duzelor coeficientul de contracţie a jetului ε este inexistent, coeficientul de debit μ depinde numai de coeficientul de viteză φ.

Pe baza experimentărilor făcute, se recomandă ca pentru duzele exterioare cilindrice utilizate în sistemele hidrostatice ale maşinilor unelte să se utilizeze $\mu = \varphi = 0{,}82$.

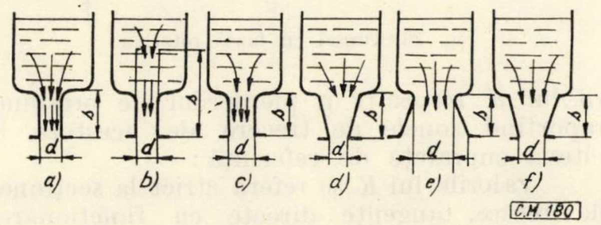


Fig. 21. Forme constructive de duze.

Curgerea lichidului prin duza interioară (21 b) este mai dificilă decît prin cea exterioară (fig. 21 a) ca urmare a unei deformări mai mari ale liniilor de curent. De aceea se recomandă pentru aceste duze un coeficient de debit mai redus şi anume : $\varphi = 0{,}72$.

Prin rotunjirea marginilor de intrare în duză (fig. 21 c) coeficientul de debit ajunge la $\mu = 0{,}95$. În condiţiile reducerii secţiunii unei asemenea duze şi majorării pierderilor de presiune p, coeficientul de debit, creşte. Creşterea lui μ este proporţională de asemenea cu creşterea razei de racordare a rotunjirii.

Cei mai buni coeficienţi de debit îi au duzele conoidale pentru care valorile lui μ se apropie de unitate.

Dacă se rotunjesc şi marginile de intrare (fig. 21 d) în duză, coeficientul de debit atinge valoarea $\mu = 0{,}96 - 0{,}99$.

Cunoscînd valorile lui μ pentru diferite tipuri de duze, pierderile de presiune se determină cu formula sus arătată şi anume :

$$\Delta p = \frac{Q^2 \gamma}{\mu^2 A^2 g}$$

Drosele

Literatura tehnică prezintă, pentru principalele construcţii de drosele, valorile factorului K numai pentru rezistenţele locale ale zonei de trecere.

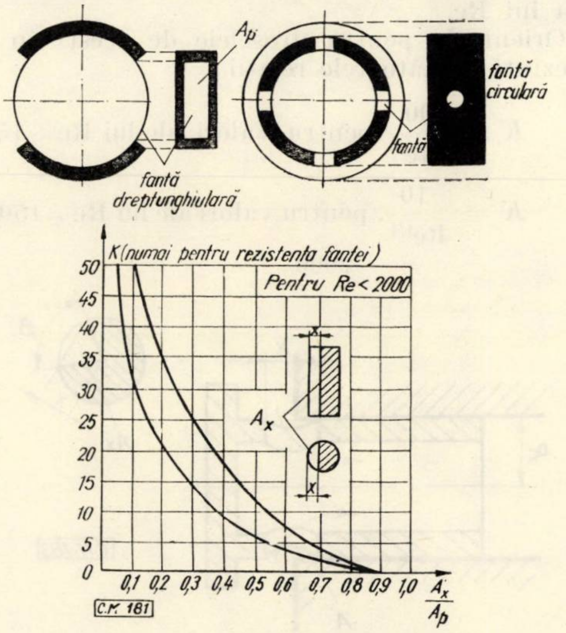


Fig. 22. Dependenţa lui K de raportul $\frac{A_x}{A}$

Cercetătorul L. Dodge prezintă, ca urmare a determinărilor făcute, următoarele rezultate pentru studiul *droselor cu fante tipice dreptunghiulare şi circulare*.

Se observă că pentru valori mici ale raportului $\frac{A_x}{A}$, factorul K creşte aproape exponenţial, ceea ce corespunde faptului că la obturarea fantei valoarea K devine ∞ adică practic nu va trece lichid prin drosel.

Cunoscînd valoarea K se determină pierderea de sarcină folosind relaţia:

$$H_L = K \frac{V^2}{2g}$$

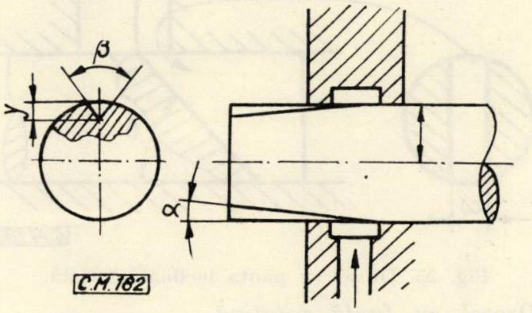


Fig. 23. Drosel cu pantă profilată în v.

Tot cu aceeaşi formulă se determină pierderile de presiune pentru *droselul cu fanta profilată în v.*

Şi în acest caz K pentru rezistenţa fantei se determină în funcţie de $\frac{A_x}{A_p}$. Calculîndu-se acest raport în valoarea perimetrului udat se determină, fie prin calcul, fie tabelar, valoarea lui Re.

Orientativ pentru droselele de acest tip se prezintă următoarele relaţii :

$$K \cong \frac{400}{\mathrm{Re}}, \text{ pentru valori ale lui Re} < 150$$

$$K = \frac{10}{\mathrm{Re}^{1/4}}, \text{ pentru valori ale lui Re} = 150 - 2000$$

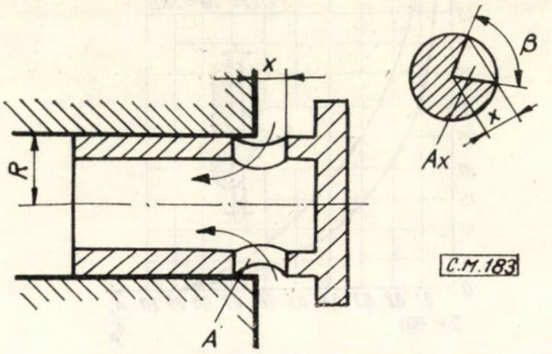


Fig. 24. Drosel cu fantă secantă.

Drosel cu fantă secantă

Calculîndu-se raportul $\frac{A_x}{A}$ şi observînd analogia dintre elementul reglabil al acestui drosel cu cel al droselului cu fanta circulară se determină K folosind diagrama din figura 22.

Drosel cu panta înclinată

Ţinînd seama că forma secţiunii de trecere este aproximativ la fel cu cea a fantei dreptunghiulare, K se determină utilizînd graficul din figura 22 bineînţeles după ce se calculează $\frac{A_x}{A_p}$.

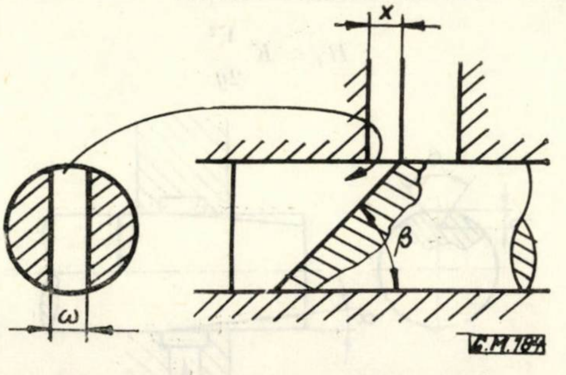


Fig. 25. Drosel cu panta înclinată frezată.

Drosel cu fantă rotativă

Avînd în vedere analogia zonei de trecere a acestui tip de drosel cu a droselului cu fantă dreptunghiulară, K respectiv A_p se determină în acelaşi mod.

Este de adăugat că şi pentru alte tipuri de drosel, respectiv pentru cel cu fantă excentrică, cel cu cep înclinat şi cel cu orificii secante, se foloseşte analogia cu unul din primele trei drosele examinate mai sus şi se recomandă să se procedeze ca pentru droselul de referinţă.

În legătură cu problema droselelor sînt de remarcat două chestiuni importante şi anume :

— preocupările americane au condus la o anumită standardizare şi tipizare a determinării lui K respectiv a pierderilor de presiune, raportînd zonele de trecere ale acestora la cîteva suprafeţe de referinţă :

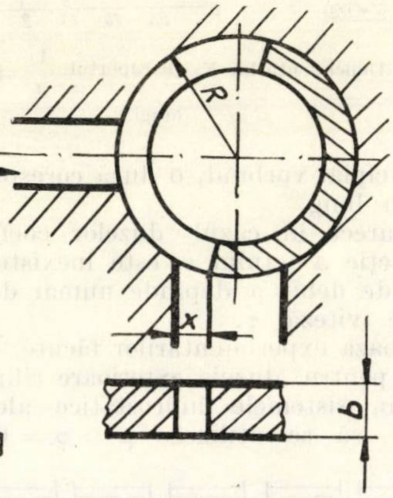


Fig. 26. Drosel cu fantă rotativă.

— valorile lui K se referă strict la secţiunea de trecere, tangenţe directe cu funcţionarea dinamică a droselelor.

3. Unele observaţii şi concluzii în legătură cu stadiul actual al determinării pierderilor locale de presiune

Din literatura examinată, ca şi din studierea de ansamblu a problemei se desprind cîteva concluzii mai importante şi anume :

1. Studiul pierderilor locale de presiune ale aparatajului hidrostatic al maşinilor unelte, constituie o preocupare foarte răspîndită în prezent, rezultatele cele mai interesante fiind publicate de literatura de specialitate.

În ţara noastră merită să fie relevate cercetările care se fac la ICPMUA şi ICTCM în legătură cu determinarea pierderilor de presiune locale, dar mai cu seamă a consecinţelor acestora pentru funcţionarea aparaturii cercetate.

2. Datorită rezultatelor activităţii de cercetare experimentală tot mai multe formule analitice, bazate pe aproximări, sînt înlocuite cu formule empirice, rezultate din măsurători. Chiar şi în aceste condiţii autorii respectivi manifestă multă prudenţă subliniind că valorile şi formulele respective au valoare

aproximativă, recomandînd ca pentru calculele precise să se facă măsurători pentru cazul real cercetat, fie că este vorba de distribuitoare, supape sau drosele.

3. O dată cu creşterea preciziei metodelor de calcul are loc o anumită sistematizare a acestora şi chiar o încercare de tipizare, acolo unde aceasta este posibil. Este de reţinut tendinţa americană de a prezenta majoritatea elementelor cercetate sub formă de diagrame şi tabele.

4. Cerinţele tot mai exigente cu privire la funcţionarea dinamică şi stabilitatea vitezelor şi avansurilor maşinilor-unelte au făcut să se treacă de la cercetarea mărimii pierderilor locale de presiune, la studiul coeficientului de debit, ca în cazul orificiilor şi al supapelor, ceea ce denotă că nu mai este suficientă mărimea pierderii ca atare, ci interesează influenţa acesteia în păstrarea constantă a parametrilor fluidului cu care se asociază. Cerinţele impuse de crearea sistemelor automate hidraulice fac să se treacă la o etapă şi mai complexă şi anume la studiul funcţionării dinamice a distribuitoarelor, supapelor, droselelor etc., pentru a se putea stabili caracteristicile de presiune şi de debit ale acestora, în care pierderea de presiune ocupă un loc bine determinat.

5. O dată cu desfăşurarea unor lucrări tot mai complexe pentru studiul diferiţilor factori şi determinarea unei diversităţi de coeficienţi, dar mai cu seamă în legătură cu modelarea matematică a obiectului cercetărilor, calculatorul electronic îşi aduce contribuţia ca instrument modern al cercetării ştiinţifice.

Pe lîngă cele cîteva concluzii cu totul generale, deoarece cele cu caracter tehnico-ştiinţific au fost prezentate cu ocazia analizei diferitelor tipuri de aparataj hidrostatic, sînt de adăogat cîteva observaţii :

a) Deşi extrem de valoroase, rezultatele obţinute pînă în prezent în diverse ţări nu sînt în toate cazurile similare, existînd uneori nepotriviri suficient de mari în condiţiile armonizării datelor de referinţă.

b) Există încă, aşa cum am arătat mai sus, unele zone albe, adică grupuri de cazuri pentru care în literatura de specialitate nu se prezintă date. Este de văzut dacă aceste cazuri sînt mai puţin răspîndite şi utilitatea elucidării lor n-ar justifica cheltuielile legate de cercetare, sau pur şi simplu încă nu a sosit timpul pentru cercetarea lor.

c) În încercarea de a studia în mod concret fiecare caz în condiţii reale de funcţionare, uneori se acordă prea multă atenţie rezultatelor empirice fără să se cerceteze cu atenţia cuvenită cauzele, adică fără a se analiza temeinic veridicitatea ipotezelor de pornire.

Este cunoscut faptul că construcţiile clasice de aparatură, ca de exemplu supapele, posedă unele dezavantaje şi limitări, care le fac tot mai puţin potrivite pentru utilizarea în sistemele automate hidrostatice. Aceste dezavantaje şi limitări se referă la mărirea histerezisului presiunii din momentul deschiderii pînă în momentul închiderii, la zona de insensibilitate, la existenţa pragului de semnal şi la altele.

CZ. 629.11.3.012.8

Mărirea duratei de exploatare a barelor de torsiune pentru suspensia autovehiculelor de mică capacitate

Conf. univ. ing. Gheorghe PIŢULESCU – director tehnic Uzina „Autobuzul" – Bucureşti
Ing. Minodora OJOVAN – Şef. Serv. Laboratoare Uzina „Autobuzul" – Bucureşti

Cele mai importante avantaje ale suspensiei pe bare de torsiune sînt :

— Capacitatea de lucru mai ridicată pe unitatea de greutate a părţii elastice a barei (cu cca. 70% faţă de arcurile cu foi şi cu 30% faţă de arcurile elicoidale).

— Durabilitatea ridicată a barei de torsiune determinată de o suprafaţă mai mică pe unitatea de greutate, cît şi de un număr mai mic de defecte, ca urmare a prelucrărilor la care este supusă bara de torsiune.

De asemenea, absenţa tensiunilor provenite din curbura neegală a foilor din arcurile cu foi, precum şi din neuniformitatea pasului la arcuri elicoidale, tensiuni de care nici nu se ţine seamă la calculul arcurilor.

— Numărul mic de repere care compun suspensia cu bare de torsiune faţă de celelalte soluţii.

— Caracteristici constante ale suspensiei cu bare de torsiune, faţă de celelalte suspensii unde abaterile de execuţie sînt mult mai mari.

— Economicitatea aplicaţiei suspensiei pe bare de torsiune determinată de o economie însemnată de material şi un număr redus de repere.

Suspensiile cu bare de torsiune au şi unele dezavantaje şi anume :

— faţă de celelalte soluţii de suspensii cu arcuri, suspensia cu bare de torsiune cere un proces tehnologic bine pus la punct şi controlat, un tratament termic corect, precum şi o finisare ridicată;

— barele de torsiune, cît şi arcurile elicoidale trebuie să fie însoţite şi de amortizoare, în timp ce arcurile cu foi sînt cu amortizare proprie, datorită frecării dintre foi.

Analiza statistică a barelor de torsiune rupte

Unele deficienţe privind durabilitatea barelor de torsiune în exploatare au determinat uzina Autobuzul să organizeze încercări pentru a putea aprecia comportarea barelor de torsiune la cele 512 autobuze din exploatare şi a putea trage apoi concluzii în privinţa fabricaţiei viitoare, urmărind funcţionarea acestor autobuze la beneficiari, culegînd o serie de date statistice pe baza cărora s-au putut stabili cauzele care au determinat ruperi frecvente ale barelor de torsiune.

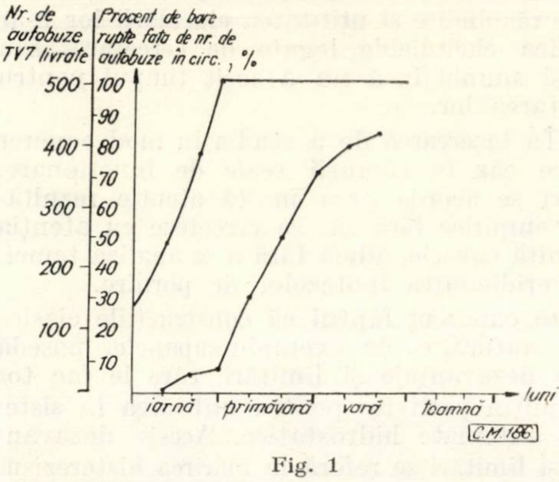


Fig. 1

Mai întîi s-a urmărit apariţia ruperilor pe măsură ce autobuzele au intrat în funcţiune pe baza cărora s-a trasat şi diagrama din figura 1 care ne dă o vedere de ansamblu asupra funcţionării autobuzelor TV 7 echipate cu bare de torsiune şi unele date privind durabilitatea lor în legătură cu temperatura mediului în cele 4 anotimpuri :

Un colectiv din cadrul uzinei şi-a propus încă din trim. II. 1965 să cerceteze care sînt cauzele ruperilor barelor de torsiune şi să stabilească măsurile ce trebuie luate pentru înlăturarea lor, astfel încît să fie posibilă mărirea durabilităţii acestor bare.

Pentru aceasta, colectivul a studiat în primul rînd 200 de bare rupte. Diagrama din figura 2 s-a trasat numai la un capăt al barei pentru a scoate mai bine în evidenţă fenomenul, în partea cealaltă alura curbei fiind simetrică. Nu s-a putut stabili dacă ruperile au fost mai frecvente la un capăt sau la celălalt şi în consecinţă s-a ţinut seama numai de poziţia ruperii la un singur capăt. Din această diagramă s-a tras concluzia că există două regiuni, aflate fiecare la o anumită distanţă de la capătul barei de torsiune, la care apare o frecvenţă mare a ruperilor.

Prima regiune, în care se cuprind 35% din ruperi, se situează începînd de la o distanţă de 60 pînă la 180 mm de la capătul barei, cuprinzînd deci începutul canelurilor şi raza de racordare. De remarcat că cele mai multe ruperi din această regiune, cuprinzînd 9%, se situează la 90 mm de capătul barei ceea ce coincide chiar cu regiunea razei de racordare.

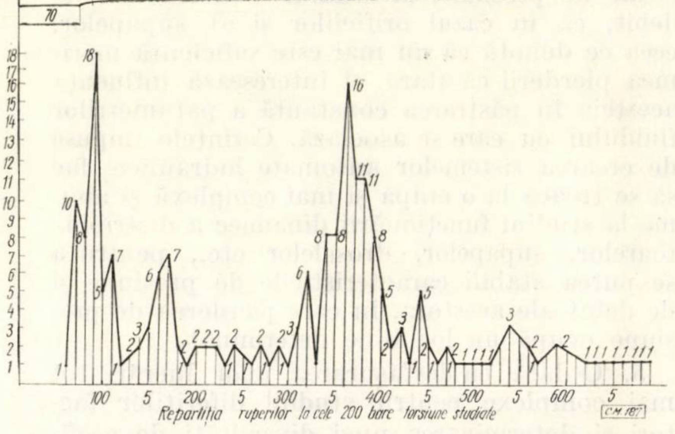


Fig. 2

A doua regiune care cuprinde 45,5% din ruperi este cuprinsă în zona care începe de la 300 mm de la capătul barei pînă la 450 mm. În această regiune la distanţa de 360 mm de la capătul barei se observă cele mai multe ruperi în procentul de 8%. Pe restul barei în lungime de 1270 mm s-au constatat 20% din ruperi cu procente cuprinse între 0,5—1%, ceea ce însemnează o repartiţie uniformă a ruperilor.

Pe baza acestei diagrame se poate trage concluzia că cca. 66% din ruperi sînt sistematice,

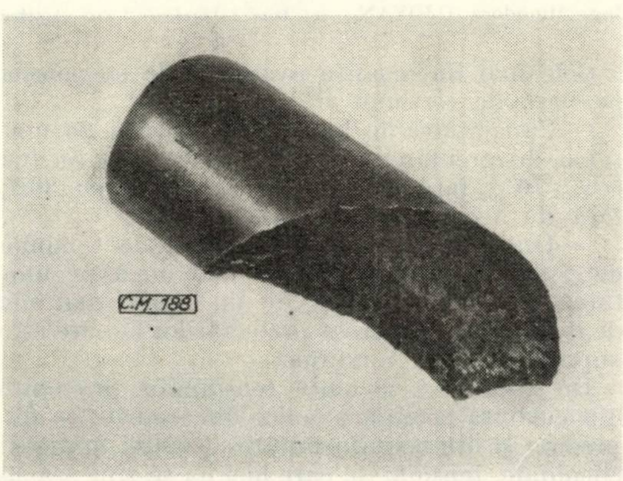


Fig. 3

producîndu-se la o anumită distanţă de la capătul barei şi numai 34% din ruperi sînt accidentale producîndu-se oriunde de-a lungul barei.

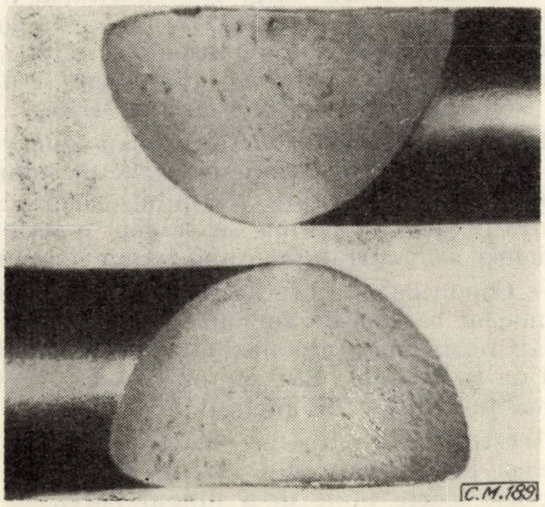


Fig. 4

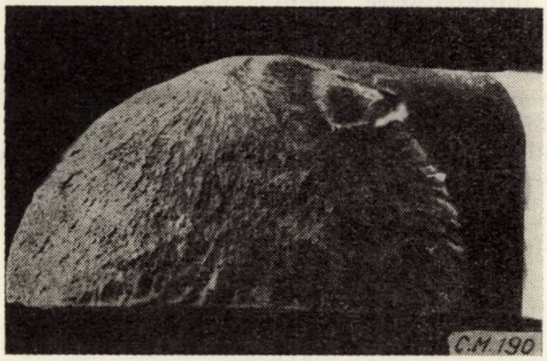


Fig. 5

În consecinţă, cercetarea s-a îndreptat în două direcţii : determinarea cauzelor care produc ruperile sistematice şi cauzele care determină ruperile accidentale care în cuprinsul celor două regiuni amintite mai sus îşi suprapun efectul.

Pentru a cunoaşte rulajul mediu realizat de barele de torsiune rupte s-a urmărit la beneficiar parcursul realizat de un număr de 284 bare, stabilindu-se că fiecare bară ruptă a parcurs în medie numai 9009 km, ceea ce reprezintă un parcurs cu totul nesatisfăcător.

Cercetînd în continuare secţiunea de rupere la un număr mare de bare din cele 200 studiate, s-au putut stabili trei tipuri de rupere :

1. Ruperi la torsiune sub un unghi de 45° faţă de axa barei, ambele secţiuni avînd forma unei elipse (fig. 3, 4, 5 şi 6).

2. Ruperi la torsiune sub un unghi de 45° faţă de axa barei, însă cele două secţiuni de rupere avînd forma unui con (fig. 7).

3. Ruperi lungi la care, pe o anumită porţiune, secţiunea de rupere este cuprinsă într-un plan al generatoarei (fig. 8—9).

În marea majoritate secţiunile de rupere au aspectul caracteristic ruperilor la oboseală (fig. 3, 4, 5, 9, 10, 11) însă cu porţiunea netedă destul de mică, în unele cazuri putîndu-se numai identifica de unde a pornit ruperea.

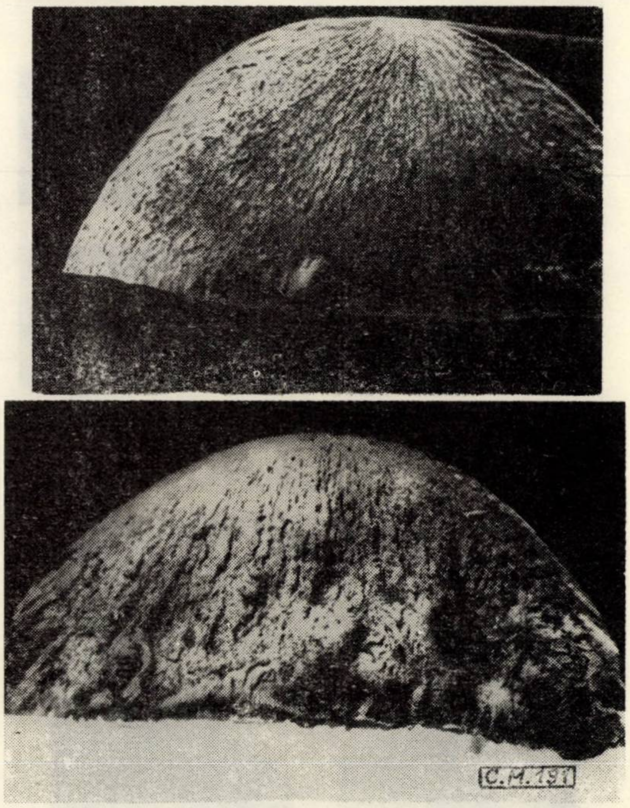


Fig. 6

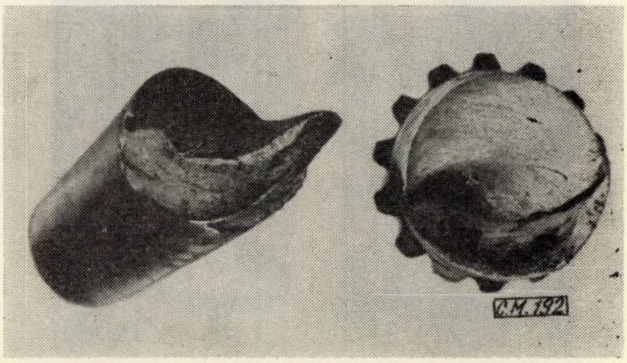


Fig. 7

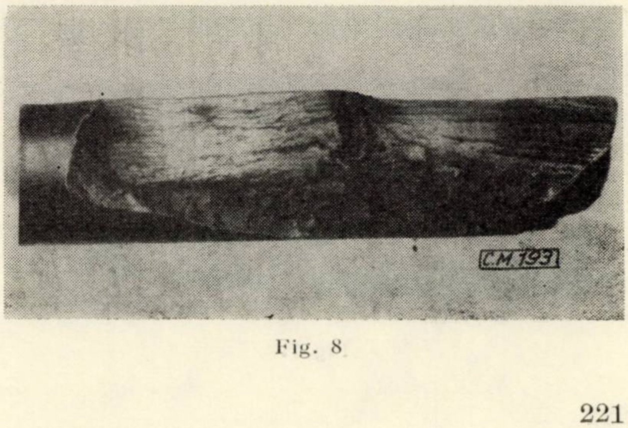


Fig. 8

De asemenea, ruperile la un număr mare de bare au aspectul unui material fibros-lemnos.

Făcînd în continuare un studiu statistic asupra variaţiei unor proprietăţi fizico-mecanice ale barelor de torsiune rupte s-au putut stabili următoarele:

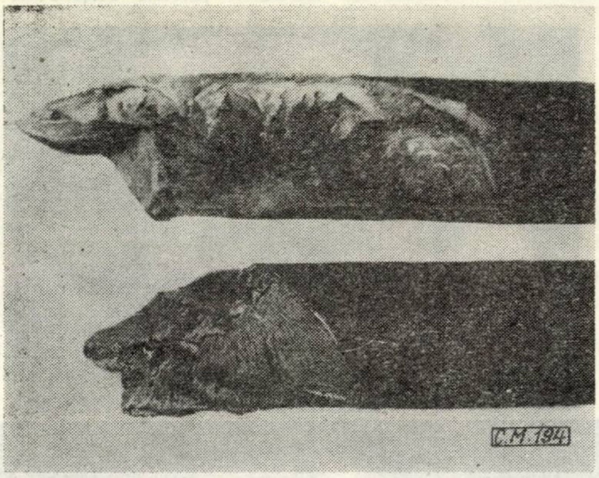


Fig. 9

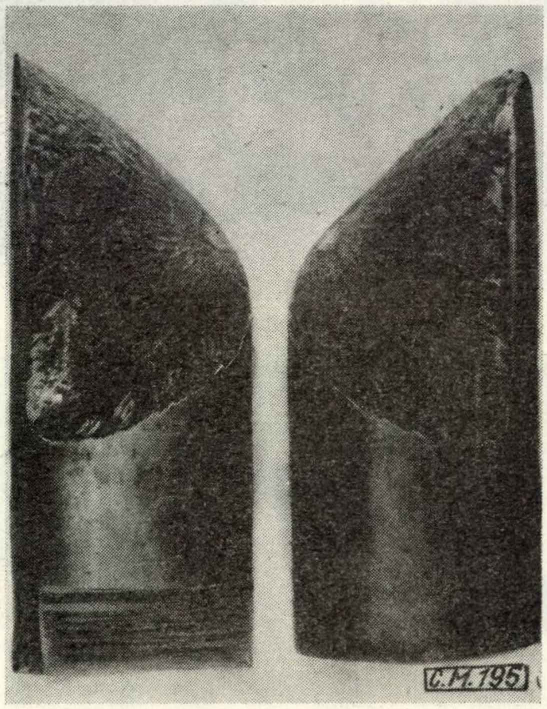


Fig. 10

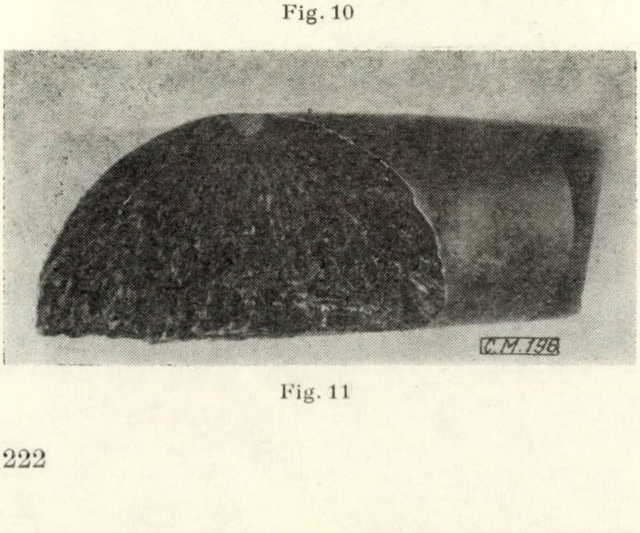


Fig. 11

a. *Duritatea.* Duritatea barelor rupte a variat într-un cîmp foarte larg. Deşi duritatea indicată prin documentele procesului tehnologic era 46 HRc plus sau minus două unităţi, la barele rupte s-au măsurat durităţi care se abat de la aceasta cu peste 8 unităţi HRc.

Pe baza măsurării durităţii la un număr de 35 bare s-au stabilit caracteristicile de împrăştiere a valorii durităţii trasîndu-se curba din figura 12 care ne-a permis să tragem o serie de concluzii asupra tratamentului termic şi anume:

— Condiţiile n-au fost aceleaşi la tratamentul termic al barelor de torsiune (temperatura de încălzire, temperatura mediului de răcire, timpul de la scoaterea din cuptor pînă la introducerea în lichidul de răcire).

Aceşti factori n-au fost aceiaşi chiar pentru acelaşi lot de bare din care cauză duritatea variază foarte mult de-a lungul barei.

— Structura înainte de tratamentul termic de îmbunătăţire neomogenă.

b. *Rezilienţa.* Pentru a se putea aprecia în continuare corectitudinea tratamentului termic s-a făcut de asemenea un număr de determinări asupra rezilienţei, care comparate cu rezilienţa ce trebuia obţinută prin tratamentul termic corect al oţelului arc 1 au permis să se completeze concluziile trase asupra tratamentului termic aplicat barelor de la laminare pînă la ultima operaţie de revenire.

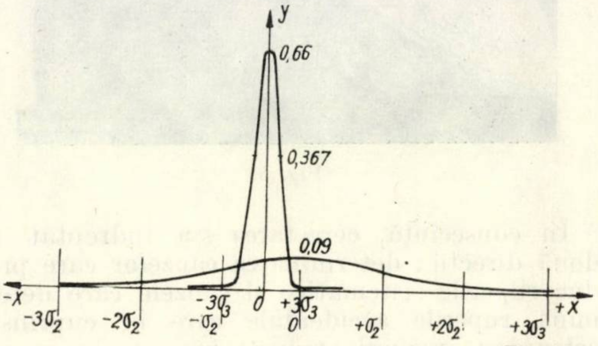


Fig. 12

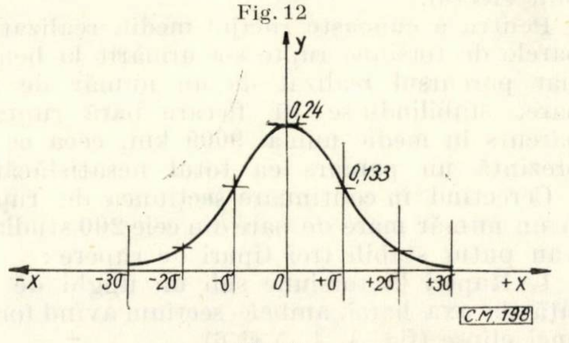


Fig. 13

Pe baza determinării rezilienţei la un număr de 30 bare de torsiune s-au stabilit caracteristicile de împrăştiere a valorilor rezilienţei şi s-a trasat curba din figura 13.

Rezilienţa ce trebuia obţinută nefiind precizată în documentaţie nu s-a trasat curba reprezentativă, deci nu pot fi comparate aceste 2 curbe.

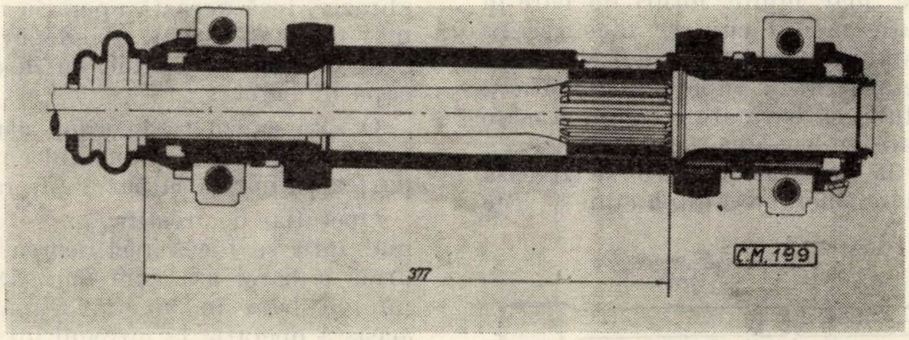


Fig. 14

Ţinînd seama totuşi de variaţia mare a rezilienţei (valorile au fost cuprinse între 1,3 kgfm/cm^2 şi 8,4 kgfm/cm^2) s-au putut trage în continuare concluzii asupra tratamentului termic şi influenţa lui asupra durabilităţii.

Ipoteze de rupere. În baza studiului efectuat asupra celor 200 bare rupte fabricate din oţel arc 1 STAS 795−49, ∅ 50 prin strunjire, rectificare, tratament termic, se pot face următoarele ipoteze de rupere şi se pot trage următoarele concluzii :

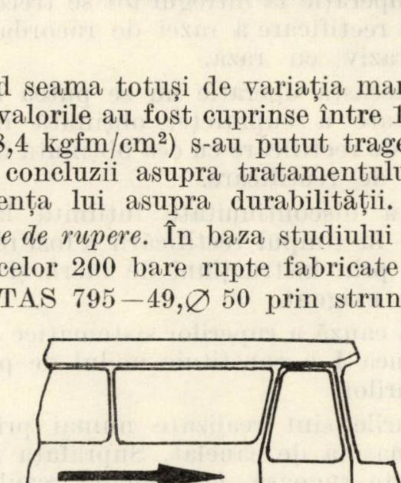


Fig. 15

a. Un număr mare de ruperi cca. 66% sînt sistematice deci se datoresc unor cauze care produc constant acelaşi efect.

Căutînd să se explice şi să se găsească cauzele care produc aceste ruperi sistematice s-au făcut mai multe ipoteze şi anume :

Atît pentru ruperile sistematice din regiunea I şi II s-a presupus mai întîi că există posibilitatea ca sistemul punte faţă şasiu să fie deformabil, astfel încît bara de torsiune să fie solicitată la încovoiere prin sprijinirea capătului manşonului dinspre faţa maşinii pe bară (fig. 14). În sprijinul acestei ipoteze erau şi unele informaţii care susţineau că barele se rup mai mult la capătul dinspre punte. Verificînd cîteva autobuze TV 7 venite la remediere s-a putut constata însă că nu există această deformaţie şi deci manşonul nu se sprijină pe bară nici în momentul frînării, cînd momentul dat de forţa de frînare tinde să rotească întreaga punte faţă (fig. 15).

Urmărind în continuare la beneficiari şi luînd informaţii de la mai mulţi şoferi care au condus autobuzul TV 7 la care s-au rupt barele, am ajuns la concluzia că ruperile nu se produc în mod special la un anumit capăt.

Ca ocazia verificării dacă sistemul punte şasiu se deformează am constatat însă cîteva greşeli de montaj – care dacă nu provoacă ruperea barei – totuşi determină şi o solicitare la încovoiere.

Bara de torsiune nu este coaxială cu manşonul din care cauză la unele maşini bara se apropie mult de peretele manşonului (fig. 14 şi 16).

Este necesar deci a se impune în documentaţie condiţii de axialitate.

O altă ipoteză care a fost făcută privind ruperile sistematice se referă la greşeli sau erori sistematice ale procesului tehnologic.

Pentru depistare s-a urmărit îndeaproape procesul de rectificare şi tratament termic, procese care datorită faptului că determină

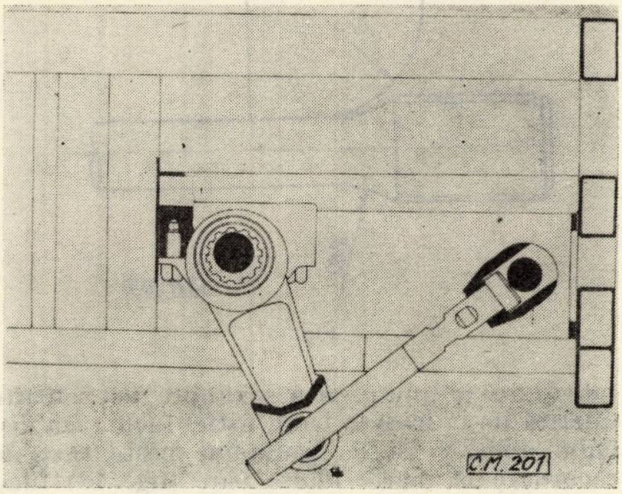


Fig. 19

starea suprafeţei piesei finite pot provoca ruperi cînd sînt aplicate greşit.

Analizînd starea suprafeţei la un număr mare de bare de torsiune rupte am constatat existenţa unor rizuri adînci în regiunea ruperilor (fig. 3).

Controlînd la mai multe loturi de bare în curs de fabricaţie modul cum se face rectificarea, am constatat următoarele deficienţe pe care le considerăm cauza ruperii sistematice :

Datorită faptului că bara are o lungime mare pentru rectificare se sprijină pe lunetă.

Distanţa de la capătul la care se fixează bacurile lunetei în general aşa după cum se vede din figura 17 pentru un lot de 50 bare ce era în curs de rectificare — coincide cu distanţa la regiunea II de rupere.

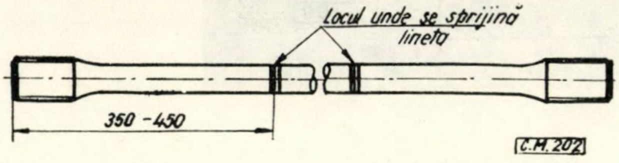


Fig. 17

Granulele abrazive care se introduc între bacurile lunetei şi bara de torsiune provoacă zgîrieturi circulare (fig. 17) care devin concentrator şi provoacă ruperea.

Refăcînd operaţia de rectificare pentru eliminarea acestor rizuri şi controlînd în continuare barele cu mai multă atenţie, privind operaţia de rectificare, ruperile sistematice au dispărut din regiunea II, la barele executate după sesizarea acestei defecţiuni.

Asupra ruperilor sistematice din regiunea I s-au tras următoarele concluzii :

— raza de racordare la un număr mare de bare nu se rectifică corect, deoarece raza de racordare obţinută prin strunjire este foarte diferită de la bară la bară, astfel încît raza discului abraziv nu se suprapune peste raza de racordare la foarte multe bare (fig. 18) fiind mai mică sau mai mare. Faptul că şi în urma strunjirii suprafaţa este foarte rugoasă face ca nerectificarea razei de racordare să aibă consecinţe şi mai grave.

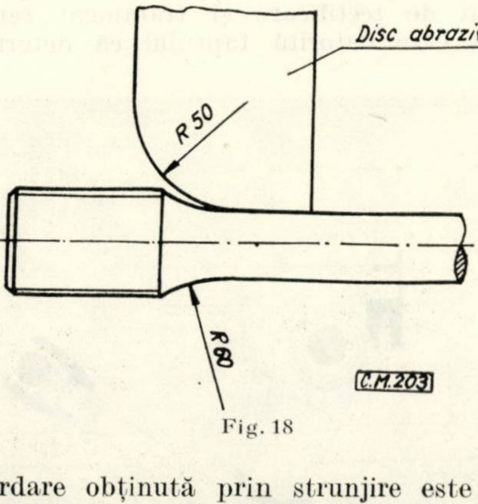


Fig. 18

Această dificultate ar fi fost eliminată dacă s-ar fi continuat rectificarea pînă la obţinerea unei raze de racordare egală cu raza discului abraziv, însă această operaţie necesită un timp mai mare pentru a se îndepărta un strat mai gros de metal insistînd cu discul abraziv spre capătul barei.

O altă cauză a ruperilor sistematice din regiunea I o constituie modul cum se trece de la partea cilindrică la partea de racordare a barei.

Operaţia de rectificare se execută astfel : mai întîi se făcea rectificarea la partea cilindrică a barei aşa cum am văzut mai înainte, punînd bara în lunetă. După ce se termina această operaţie la întregul lot se trece la operaţia de rectificare a razei de racordare cu un disc abraziv cu rază.

Prin această operaţie nu se putea realiza o continuitate a suprafeţei obţinută în prima operaţie de rectificare cu cea obţinută în a doua operaţie de rectificare.

Această discontinuitate întîlnită la barele urmărite în timpul rectificării a fost remediată în parte prin instrucţiuni de lucru şi un control mai exigent.

O altă cauză a ruperilor sistematice a barelor în regiunea I o constituie nodul de prelucrare a canelurilor.

Canelurile sînt realizate numai prin aşchiere pe maşina de canelat. Suprafaţa rezultată este foarte rugoasă, iar muchia rezultată din intersecţia canelurii cu suprafaţa din regiunea de racordare este sinuoasă, discontinuă, constituind amorse de ruptură.

Multe din barele de torsiune rupte au avut amorsa de rupere situată pe această muchie şi pe caneluri.

Insistînd asupra înlăturării acestor deficienţe la barele de torsiune începînd cu cele din luna septembrie 1965, frecvenţa ruperilor a scăzut.

În ceea ce priveşte ruperile lungi sistematice la care au apărut ruperi în planul unei generatoare, urmărind îndeaproape modul cum se efectuează operaţia de rectificare s-a constatat că, după terminarea operaţiei, barele erau aşezate orizontal pe un rastel pe mai multe rînduri.

Operaţia de rectificare se făcea înaintea tratamentului termic, deci cînd duritatea era mică şi puteau fi uşor zgîriate.

Barele aşezate pe rastel în rîndul 2 şi apoi cele din rîndul 3 şi aşa mai departe erau sprijinite cu un capăt pe partea utilă a două bare din rîndul 1 şi apoi împinse pe toată lungimea acesteia pînă-şi ocupau locul.

În această operaţie cele două bare in rîndul întîi erau zgîriate cu muchiile şi bavurile de la canelurile barei sprijinite.

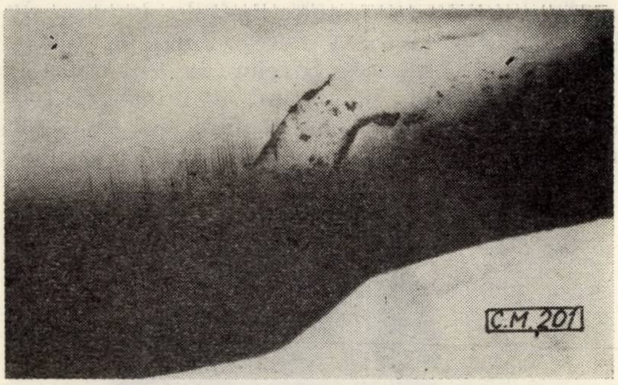


Fig. 16

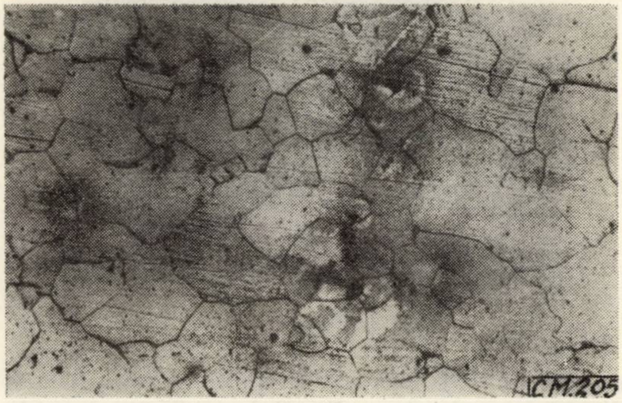


Fig. 20

Rizurile produse astfel constituiau concentratori care se agravau prin tratamentul termic şi produceau fisuri şi apoi ruperea barei cu secţiuni plane în planul unei generatoare.

b. Un număr de 34% din ruperi sînt accidentale şi se produc pe toată lungimea barei în procentul de 0,5–1%.

Cauzele care provoacă aceste ruperi, sînt multiple şi se datoresc atît materialului, cît şi procesului tehnologic.

Pe baza elementelor stabilite prin studiu macroscopic, microscopic şi determinările unor caracteristici mecanice (duritate, rezilienţă) ale barelor de torsiune rupte, se pot trage următoarele concluzii privind ruperea lor :

— puritatea materialului necorespunzătoare, oţelul conţinînd o cantitate însemnată de incluziuni nemetalice, care au o repartiţie uniformă pe întreaga secţiune şi care apar şi pe suprafaţa de lucru a barei.

Cele situate pe suprafaţa exterioară (fig. 19) sau în apropierea suprafeţei exterioare (fig. 21) sînt cele care determină un număr mare de ruperi, acestea constituind amorse ale unor ruperi la oboseală, aşa cum se vede din figurile de mai sus.

Foarte periculoase pentru rezistenţa la oboseală, sînt incluziunile intercristaline formate la intîlnirea mai multor cristale ca în figura 20.

În figura 21 se observă fisuri dirijate după un şir de incluziuni, iar în figura 22 se vede o incluziune nemetalică, ce constituie amorsa unei fisuri.

Forma incluziunilor are un rol însemnat în micşorarea rezistenţei, cele care au o formă conică sînt mai dăunătoare decît cele care au o formă sferică, efectul crestăturii fiind mai pronunţat.

De asemenea, incluziunile situate către exteriorul barei sînt mai periculoase decît cele din interior, unde solicitările sînt mai mici.

— O altă cauză care a provocat ruperea accidentală a barelor de torsiune este starea suprafeţelor acestora.

Orice întrerupere a suprafeţelor datorită unor prelucrări necorespunzătoare, cum se văd în figurile 3–11, sau a unor lovituri pe suprafaţa exterioară, cum se vede în figurile 23, 24, provoacă ruperi la oboseală.

Primele două bare de torsiune pe prototipul TV7 s-au rupt la oboseală datorită unor

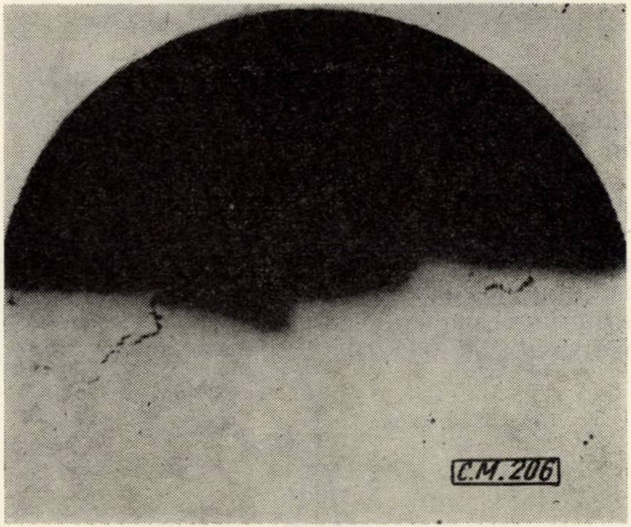


Fig. 21

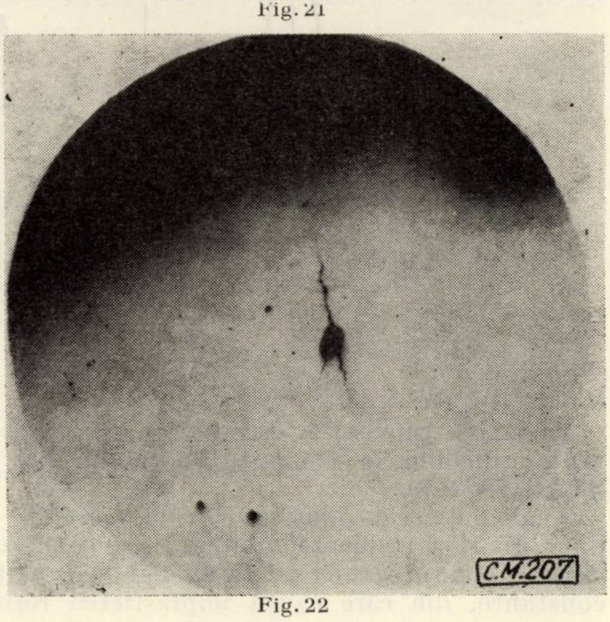


Fig. 22

defecte de suprafaţă provocate de amprenta unui diamant pentru măsurarea durităţii, precum şi a unui contact electric făcut de un electrod de sudură pentru amorsarea arcului.

Prelucrarea defectuoasă a suprafeţei barei a provocat şi ruperi sistematice, cum s-a arătat mai înainte, atunci cînd efectul se repeta în aceleaşi condiţii.

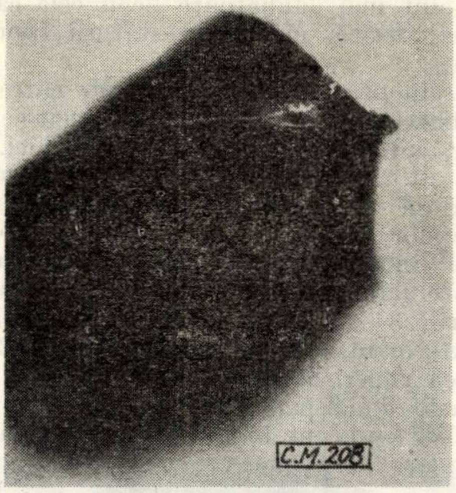


Fig. 23

Pentru starea suprafeţei o importanţă deosebită o are pe lîngă procesul tehnologic de prelucrare şi tratamentul termic care în anumite condiţii provoacă decarburări în stratul superficial şi formarea ţunderului (datorită atmosferei oxidante) care deopotrivă micşorează rezistenţa la oboseală a barelor de torsiune.

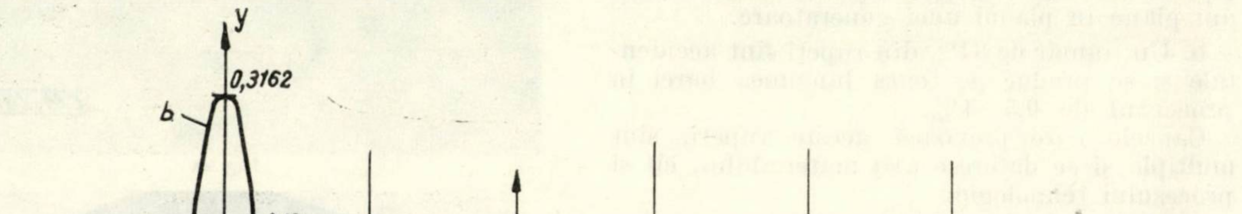


Fig. 25

Formarea ţunderului este favorizată de prezenţa siliciului în compoziţia oţelului arc 1 STAS 795—49.

Analizînd cele două curbe de variaţie, a durităţii şi a rezilienţei, putem trage concluzia că tratamentul termic nu este făcut în condiţii constante, din care cauză împrăştierea rezultatelor au depăşit mult limitele impuse de documentaţie, aceasta determinînd în foarte mare măsură ruperea barelor de torsiune.

Aceleaşi concluzii privind tratamentul termic se pot trage şi din studiul deformaţiilor permanente obţinute prin pretorsionarea unui număr de 191 bare de torsiune executate atît din oţel arc 1, cît şi din oţel arc 3 cu adaos de molibden STAS 795—65.

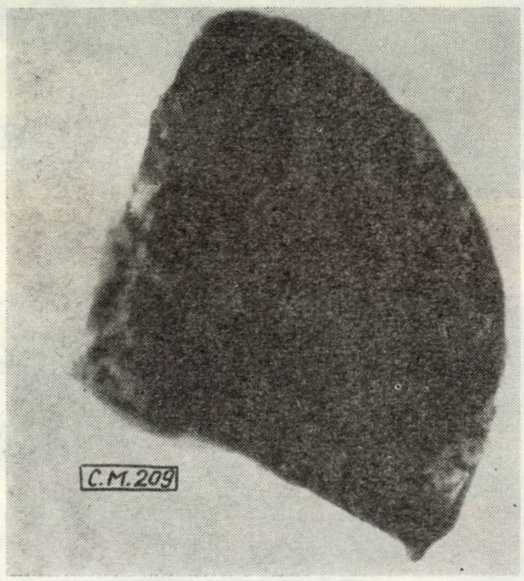


Fig. 24

— La barele de torsiune din oţel arc 1 tratate termic pentru duritatea finală 46HRc apoi pretorisonate la un unghi de 55 °, s-au constatat deformaţii permanente foarte variate, ca în figura 25 curba din dreapta.

— La barele de torsiune din oţel arc 3 cu adaos de molibden şi cu duritatea 50 HRc pretorsionate tot la 55° s-au obţinut deformaţii permanente mai mici (fig. 25 curba din stînga).

În concluzie, ruperile accidentale ale barelor de torsiune se datoresc următorilor factori care au avut în majoritatea cazurilor acţiuni suprapuse :

— puritatea oţelului ;

— prelucrarea mecanică, ce a determinat starea suprafeţei ;

— tratamentul termic.

Incercări şi rezultate. Pentru a verifica influenţa pe care o are procesul tehnologic aplicat barelor de torsiune, precum şi pentru a verifica concluziile la care s-a ajuns pe baza studiului statistic, cum şi pentru verificarea ipotezelor de rupere făcute în capitolul 3, s-a efectuat un număr de încercări pe epruvete, conform figurii 26, din oţel arc 1 STAS 795—49 care au fost supuse la solicitări similare cu cele la care sînt supuse barele de torsiune.

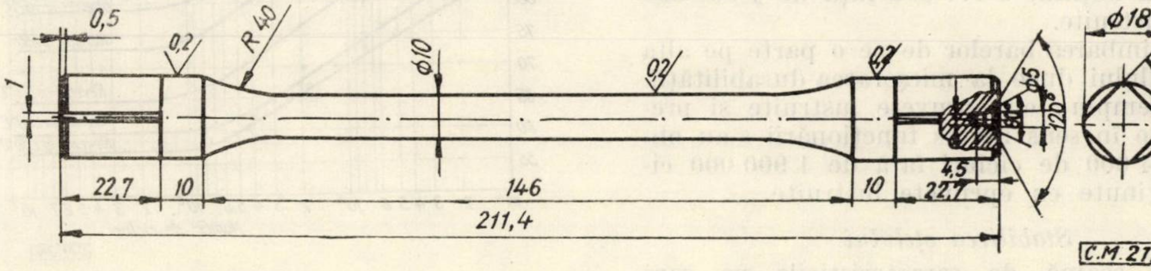


Fig. 26

Maşina folosită a fost construită în cadrul uzinei AUTOBUZUL din Bucureşti şi solicită deodată trei epruvete. Rezultatele obţinute în număr de cicluri (tab. 1) au importanţă numai în ceea ce priveşte compararea influenţei diferiţilor factori, toate epruvetele fiind solicitate la fel.

Concluzii preliminare. Din analiza rezultatelor din tabelul de mai jos, obţinute prin încercările de laborator, se pot trage următoarele concluzii :

Tabela 1

Starea epruvetei	Rezultate	
	HRc 40	HRc 50
Lustruit	1 340 000	1 900 000
Rectificat	170 000	207 000
Strunjit	75 000	55 000
Lustruit, crestătură circ.	15 000	14 680
Lustruit + crestătură longit.	158 500	87 300
Lustruit + corodat în apă cu clorură de sodiu	216 00	149 000
Trat. termic după rectificat	111 000	75 000
Rectificat (revenit imediat după călire)	808 000	940 000
Lustruit + Pretorsionat 30° în sens normal	—	2 003 335
Lustruit + bombardat cu alice	—	5 177 000
Nelustruite + bombardat cu alice	—	2 041 353
Lustruit + pretorsionat în sens invers	—	284 000

— Starea suprafeţei are o influenţă hotărîtoare în durabilitatea barelor de torsiune. De exemplu epruvete cu suprafaţa numai rectificată s-au rupt după 170 000 cicluri pentru HRc 40, iar cele lustruite, după 1 340 000 cicluri pentru aceeaşi duritate.

— Durabilitatea creşte o dată cu creşterea durităţii oţelului pentru barele de torsiune. Cu epruvetele lustruite la HRc. 40 s-au obţinut 1 340 000 cicluri, iar la HRc 50 s-au obţinut 1 900 000 cicluri.

— Acelaşi factor (defect de suprafaţă + tratament termic etc.) are o influenţă cu atît mai mare cu cît duritatea oţelului este mai mare. Epruvetele lustruite cu o crestătură longitudinală a obţinut :

158 500 cicluri pentru epruvete cu 40 HRc
87 300 cicluri pentru epruvete cu 50 HRc

Epruvetele lustruite şi apoi corodate în apă cu clorură de sodiu 3 % au obţinut :

— 216 000 cicluri la epruvete cu 40 HRc

— 149 000 cicluri la epruvete cu 50 HRc

Epruvete revenite imediat după călire au obţinut :

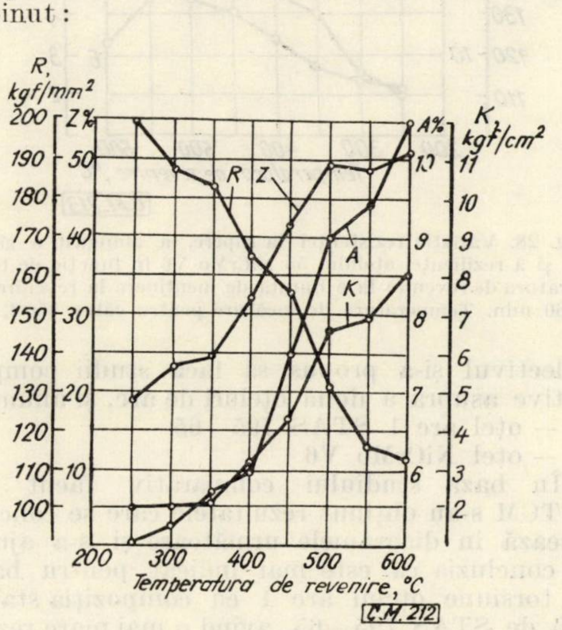


Fig. 27. Variaţia rezistenţei la rupere, a alungirii, a gîtuirii şi a rezilienţei oţelului arc 1 în funcţie de temperatura de revenire la o durată de menţinere la revenire de 60 min. Temperatura de încălzire pentru călire 850°C.

808 000 cicluri pentru epruvete cu 40 HRc
940 000 cicluri pentru epruvete cu 50 HRc

— Plastifierea epruvetei mărește durabilitatea barelor de exemplu epruvete lustruite și pretorsionate în sensul funcționării a obținut 2 003 335 cicluri față de 1 900 000 în stare lustruită fără pretorsionare.

— Ecruisarea suprafeței prin bombardare cu alice mărește durabilitatea.

— Cu epruvete lustruite și bombardate cu alice s-au obținut 5 177 000 față de 1 900 000 numai lustruite.

— Schimbarea barelor de pe o parte pe alta a vehiculului duce la micșorarea durabilității. De exemplu : cu epruvete lustruite și pretorsionate în sens invers funcționării s-au obținut 284 000 de cicluri față de 1 900 000 cicluri obținute cu epruvete lustruite.

Stabilirea oțelului

Ținînd seamă de caracteristicile pe care trebuie să le îndeplinească oțelul pentru bare de torsiune și de posibilitățile de procurare, colectivul și-a propus să facă studii comparative asupra a două oțeluri de arc, și anume :

— oțel arc 1 STAS 795—65

— oțel NiCrMo V6

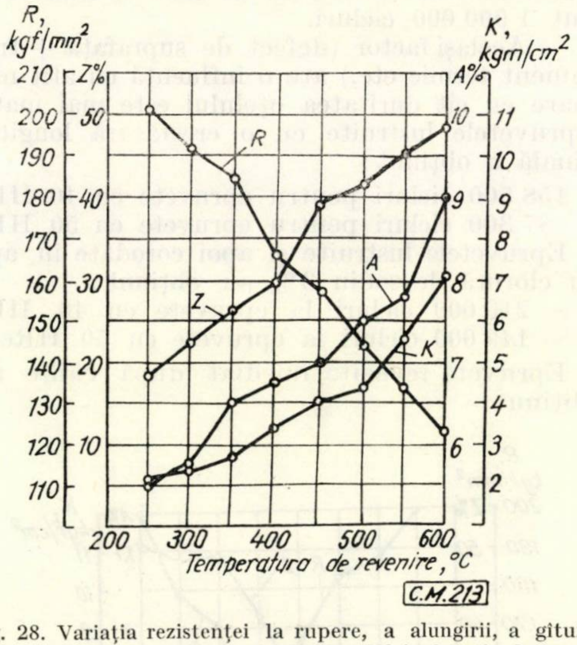


Fig. 28. Variația rezistenței la rupere, a alungirii, a gîtuirii, și a rezilienței oțelului 55 NiCrMo V6 în funcție de temperatura de revenire la o durată de menținere la revenire de 60 min. Temperatura de încălzire pentru călire 850°C.

În baza studiului comparativ făcut de ICTCM s-au obținut rezultatele care se concretizează în diagramele următoare și s-a ajuns la concluzia că este mai indicat pentru bare de torsiune oțelul arc 1 cu compoziția stabilită de STAS 795—65, avînd o mai mare rezistență la oboseală.

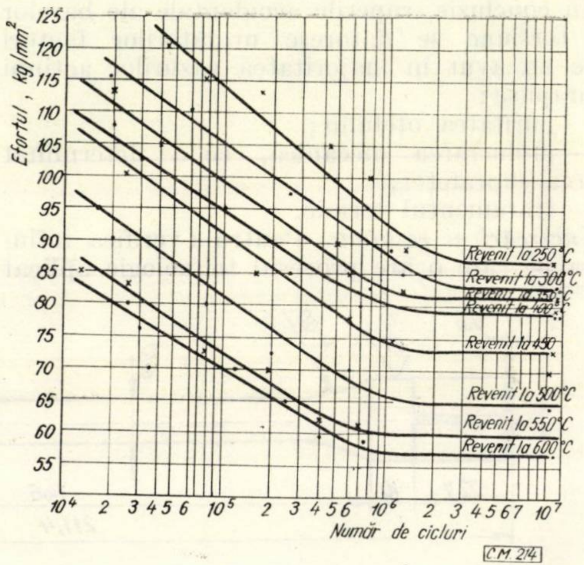


Fig. 29

Stabilirea procesului tehnologic

Pe baza concluziilor de la punctul 5 și a încercărilor de laborator s-a stabilit că, pentru obținerea unor bare de torsiune cu mare durabilitate, este necesar să se aplice un proces tehnologic bine pus la punct și controlat în toate fazele sale, de la elaborarea oțelului pînă la montajul barei de torsiune.

Succesiunea grupelor de operații și parametrii principali ai procesului tehnologic sînt următorii :

a/ *Elaborarea oțelului.* La elaborarea oțelului trebuie să se obțină următoarele condiții de puritate :

— incluziuni nemetalice — oxizi punctiformi	punctaj 2
— incluziuni nemetalice — silicați	punctaj 1
— incluziuni nemetalice — sulfuri	punctaj 2

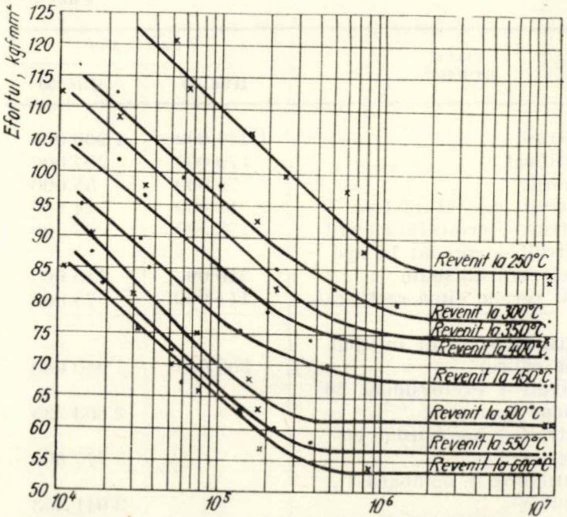


Fig. 30

— incluziuni nemetalice —
total punctaj 3

Nu se admit în sensul longitudinal al barei şiruri de incluziuni cu punctaj mai mare de 1.

Mărirea grăuntelui austenitic va fi de 7—8 conform STAS 5490—67.

b/ *Deformări plastice.* Prin deformări plastice trebuie să obţinem formarea capetelor fie prin refularea lor, fie prin tragerea părţii active. Prin orice metodă trebuie să se obţină însă un fibraj continuu atît în capătul barei cît şi în partea activă.

Recomandăm folosirea refulării ca fiind mai uşor de efectuat şi cu rezultate superioare din punct de vedere a fibrajului.

După deformarea plastică la cald se impune o normalizare pentru a elimina eventualele tensiuni, precum şi pentru a avea o structură omogenă, necesară obţinerii unor rezultate bune la tratamentul termic.

c/ *Prelucrări prin aşchiere.* Prelucrările prin aşchiere trebuie să ducă la stabilirea dimensiunilor definitive şi obţinerea unor suprafeţe fără defecte de suprafaţă. Rugozitatea nu trebuie să depăşească $Ra = 0,8$.

Depozitarea între fazele de operaţii trebuie făcută astfel încît să fie ferite de lovituri, zgîrieturi etc.

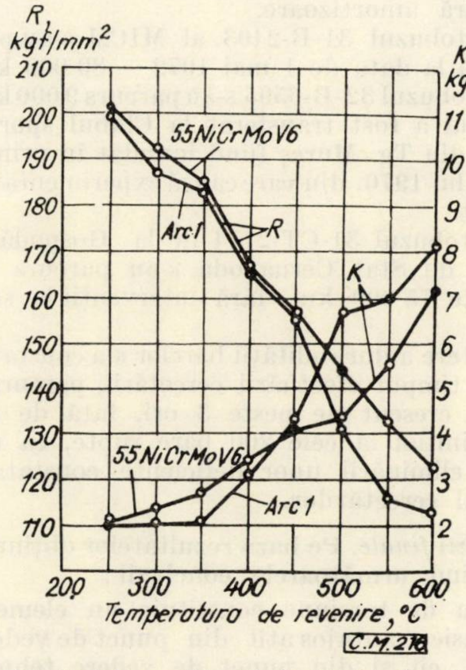


Fig. 31. Variaţia rezistenţei la rupere şi a rezilienţei în funcţie de temperatura de revenire a unor epruvete din oţel arc şi oţel 55 NiCrNo V6.

Trebuie evitate orice discontinuităţi pe suprafaţa barei chiar cele din categoria ce nu se disting uşor cu ochiul liber.

d/ *Tratament termic.* Ţinînd seamă de faptul că eventualele deformaţii în timpul tratamentului termic, nu pot fi redresate fără a produce unele lovituri pe suprafaţa barei, tratamentul termic se face după rectificare. A renunţa la redresare după tratament termic, înseamnă a executa necorespunzător şi nu pe toată suprafaţa operaţia de rectificare, fapt care duce la realizarea unor suprafeţe cu rugozitate necorespunzătoare şi cu influenţe negative asupra durabilităţii barei.

Prin tratament termic trebuie să se obţină următorii parametri :

Duritate	43—45 HRc
Rezilienţă K	min. 4 kgm/cm²
Gîtuirea la rupere . . .	min.41 %
Alungirea la rupere . .	min.6 %
Rezistenţa la rupere . .	150—160 kgf/mm²

În timpul tratamentului termic, încălzirea se face în cuptoare cu atmosferă controlată, iar revenirea se va face imediat după călire, pentru a se evita crearea microfisurilor.

Pentru a se obţine prin tratament termic o structură omogenă, înainte de acesta se va face o normalizare pentru a pleca cu o structură binecunoscută în întreaga masă a barei (dacă această operaţie nu s-a făcut după deformarea la cald).

e/ *Operaţii finale.* După tratamentul termic, barele de torsiune mai suportă o serie de operaţii menite să asigure o bună durabilitate şi anume :

— Lustruirea în scopul eliminării unor eventuale părţi decarburate în timpul tratamentului termic, îmbunătăţirea rugozităţii.

— Pretorsionarea este o operaţie care urmăreşte crearea pe suprafaţa barei a unui strat

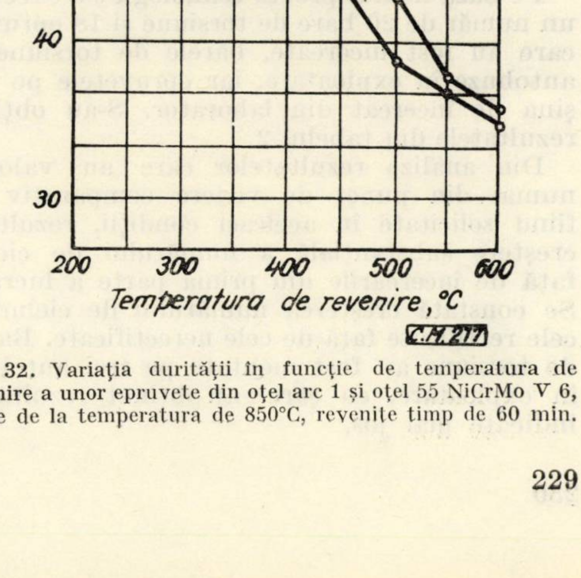


Fig. 32. Variaţia durităţii în funcţie de temperatura de revenire a unor epruvete din oţel arc 1 şi oţel 55 NiCrMo V 6, călite de la temperatura de 850°C, revenite timp de 60 min.

plastic tensionat într-un anumit sens, astfel încît, în timpul solicitării în funcțiune, stratul exterior al barei să fie solicitat numai după ce au fost mai întîi anulate tensiunile obținute prin pretorsionare.

Pretorsionarea se face pînă cînd stratul plastic a atins aproximativ jumătate din raza barei de torsiune în porțiunea activă.

În caz că nu se dispune de instalația de pretorsionare, această operație poate să lipsească.

— Bombardamentul cu alice cu o viteză de circa 60 — 80 m/s cu bile de oțel Ø 0,6—0,7 mm în scopul formării unui strat ecruisat pe întreaga suprafață. Bombardamentul cu alice se va efectua și asupra părților canelate, unde nu s-a putut obține o rugozitate satisfăcătoare cu prelucrările prin așchiere aplicate și, în felul acesta, se va micșora mult efectul negativ al rugozității necorespunzătoare.

— Protecția anticorosivă se va aplica în scopul evitării degradării suprafeței, ca urmare a acțiunii agenților corosivi (apă, apă cu sare etc.).

— Protecția antilovituri se va face cu scopul de a feri suprafața barei de lovituri în timpul deplasării vehiculului (pietre, nisip etc.).

— Montajul este ultima operație care trebuie să asigure barei o funcționare normală, fără solicitări suplimentare.

Aceasta se face fără a interveni cu vreo sculă care să deterioreze suprafața (chiar suprafața canelată).

Capetele barei trebuie să se monteze alunecător în manșoanele acestora și să aibă posibilitatea de deplasare în timpul solicitărilor.

Montajul trebuie făcut în sensul indicat pe capătul barei, în cazul cînd aceasta a fost pretorsionată.

Procesul tehnologic pentru execuția barelor de torsiune a fost dezvoltat și stabilit în cele mai mici detalii în 40 planuri de operații.

Încercări și rezultate pe baza noului proces tehnologic

Pe baza noului proces tehnologic s-a executat un număr de 20 bare de torsiune și 18 epruvete care au fost încercate, barele de torsiune pe autobuze în exploatare, iar epruvetele pe mașina de încercat din laborator. S-au obținut rezultatele din tabelul 2.

Din analiza rezultatelor care au valoare, numai din punct de vedere comparativ ele fiind solicitate în aceleași condiții, rezultă o creștere substanțială a numărului de cicluri față de încercările din prima parte a lucrării. Se constată creșterea numărului de cicluri la cele rectificate față de cele nerectificate. Barele de torsiune au fost montate pe trei autobuze în exploatare, cu care s-au obținut rezultatele indicate mai jos.

Tabela 2

Nr. epruvetei	Starea suprafeței	Durificare cu alice Ø 0,7 – 0,8 mm în minute	Nr. de cicluri
1	Nerectificat-nelustruit	6	42 000
5	,, ,,	,,	65 000
2	Rectificat-lustruit	manșon	3 495 000
3	,, ,,	4	1 369 000
4	,, + lustruit	,,	2 493 000
6	,, ,,	,,	3 272 000
7	,, ,,		2 254 000
9	,, ,,	5	1 729 000
10	,, ,,	,,	1 091 000
11	,, + lustruit	,,	2 619 000
12	,, ,,	,,	3 390 000
13	,, ,,	6	1 735 000
14	,, ,,	6	1 369 000
15	,, ,,	6	1 617 000
16	,, + lustruit	6	2 331 000
18	,, ,,	5	1 056 000
17	,, + lustruit	4	3 533 000
19	,, ,,	6	3 080 000

Cu autobuzul 32-B-1380 al Radioteleviziunii Române s-au parcurs, pînă la data de 1 mai 1971 — 105 000 km fără nici o reparație la suspensie. De menționat că s-a mers o mare parte fără amortizoare.

Cu autobuzul 31-B-2403 al MICM s-au parcurs pînă la data de 1 mai 1972 — 80 000 km.

Cu autobuzul 32-B-6595 s-au parcurs 9 000 km. Autobuzul a fost transferat la Clubul sportiv Mureșul din Tg. Mureș fiind inundat în primăvara anului 1970, din care cauză experimentarea a încetat.

Cu autobuzul 31-CT-2774 de la Gospodăria Agricolă de Stat Cernavodă s-au parcurs un număr de 75 000 km, fără intervenții la suspensie.

O creștere a durabilității barelor s-a constatat chiar în timpul efectuării cercetării, parcursul mediu a crescut de peste 3 ori, față de cel obținut inițial la cele 200 bare rupte, ca urmare a eliminării unor deficiențe constatate în timpul cercetărilor.

Concluzii finale. Pe baza rezultatelor obținute se desprind următoarele concluzii :

— Bara de torsiune constituie un element de suspensie avantajos atît din punct de vedere economic, cît și din punct de vedere tehnic.

— Bara de torsiune este foarte sensibilă față de defectele de suprafață (crestătură, zgîrieturi, lovituri etc.), în consecință trebuie acordată o atenție deosebită proceselor tehnologice și în special celor care determină starea suprafeței și a structurii.

Influența procesului tehnologic asupra durabilității explică de ce multe uzine constructoare de autovehicule au părăsit, după primele încercări, soluţia cu bare de torsiune, revenind la această soluţie după ce procesul tehnologic a fost bine pus la punct.

Folosirea barelor de torsiune este determinată de nivelul tehnic în uzinele constructoare, montaj şi chiar întreprinderile de exploatare.

În lupta pentru economia de metal şi pentru uşurarea produselor soluţia cu bare de torsiune constituie o soluţie raţională.

Pentru a se obţine bare cu durabilitate mare, este necesar să se specializeze o secţie în cadrul uzinelor care confecţionează arcuri.

◆

CZ 621.791 : 629.113.001.4

Analiza spectrului solicitărilor din sudurile şasiurilor de boghiuri

Ing. Mircea RAŢIU – Centrul de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara

Analizele extensometrice ale spectrului solicitărilor din exploatarea construcţiilor s-au introdus pe scară largă în ultimul deceniu, constituind faze obligatorii în orice acţiune de omologare a unui vehicul. De fapt numai prin aceste determinări se pot stabili solicitările efective care intervin în conlucrarea structurilor la preluarea sarcinilor specifice regimului de încărcare a construcţiei proiectate [1].

Într-o accepţiune largă şi generală, prin *spectrul solicitărilor* se denumeşte ansamblul, discret sau continuu, de valori ale tensiunilor care apar în cursul exploatării [2]. Prelucrarea statistică a spectrelor înregistrate în exploatarea vehiculelor a evidenţiat caracterul staţionar şi ergodic al procesului aleatoriu, atribute care permit descrierea matematică a solicitărilor în timp. Valorile tensiunilor se distribuie simetric faţă de o valoare medie – proces aleatoriu staţionar – iar parametrii statistici ai familiei înregistrărilor tensiune-timp sînt echivalenţi cu parametrii statistici omologi estimaţi pentru distribuţia în timp a oricărei înregistrări-proces ergodic. Astfel, din analiza unei singure înregistrări tensiune-timp se stabileşte, în mod univoc şi cu valabilitate generală, specificul spectrului solicitărilor definit prin: nivelul tensiunilor şi frecvenţa ciclurilor [1].

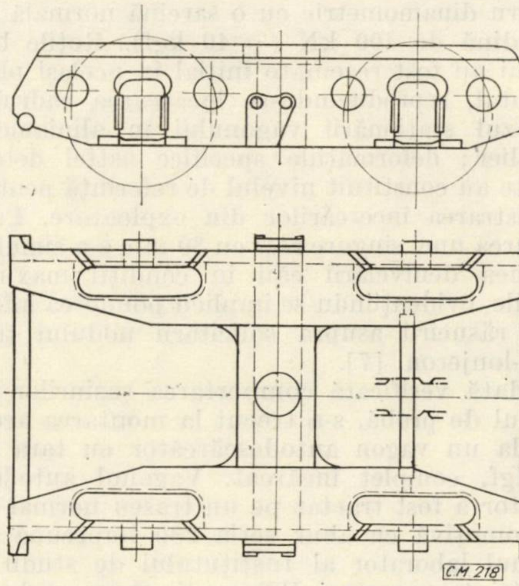


Fig. 1. Şasiul boghiului H.

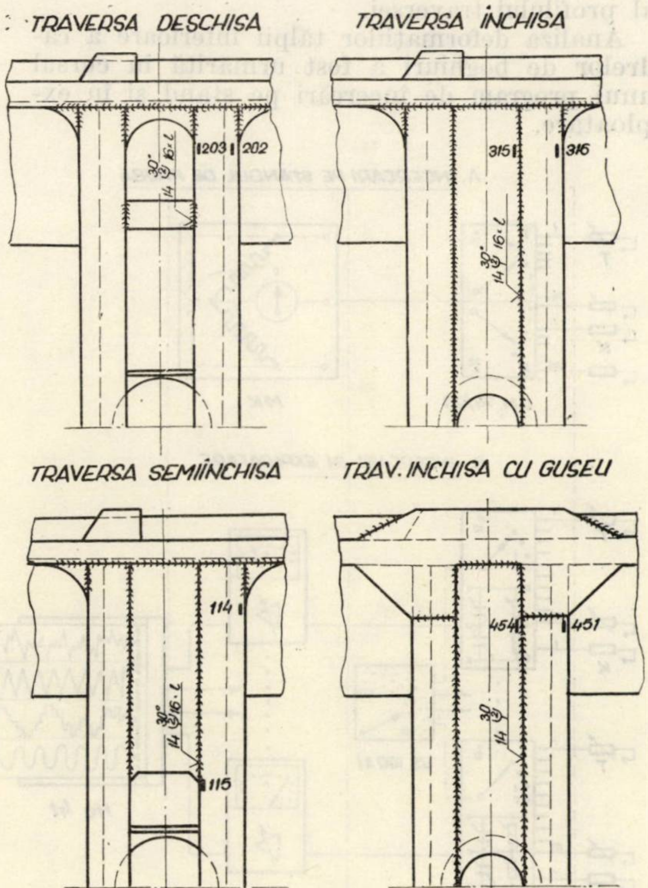


Fig. 2. Talpa traversei boghiului în diverse execuţii sudate.

Un releveu sistematic al spectrului de solicitare a fost obţinut în ultimul an de cercetătorii de la Centrul de sudură şi încercări la oboseală Timişoara şi Institutul de cercetări pentru transporturi Bucureşti, examinîndu-se în exploatare deformările structurilor şasiului boghiului H, în diverse execuţii (fig. 1) [3], [4]. Din ansamblul acestor examinări extensometrice se tratează numai situaţia solicitărilor tălpii inferioare, a nodului dintre lonjeron şi traversă, îmbinare sudată a cărei comportare este definitorie pentru rezistenţa în serviciu a şasiului [5], [6]. Conlucrarea elementelor nodului a fost investigată funcţie de forma tălpii inferioare a traversei, practicîndu-se patru tipuri de consolidări între inimile structurii (fig. 2). Iniţial, talpa inferioară a traversei a fost deschisă pentru ca, ulterior, prin sudarea unei platbenzi intermediare să se închidă parţial, respectiv integral. În vederea întăririi lonjeronului în dreptul îmbinării s-a mai recurs la aplicarea unui guseu. În principiu, consolidările au urmărit diminuarea acţiunii momentului de răsucire, care intervine în prezenţa denivelării aşezării roţilor boghiului, prin majorarea considerabilă a momentului de inerţie polar al profilului traversei.

Analiza deformaţiilor tălpii inferioare a cadrelor de boghiuri a fost urmărită în cursul unui program de încercări pe stand şi în exploatare.

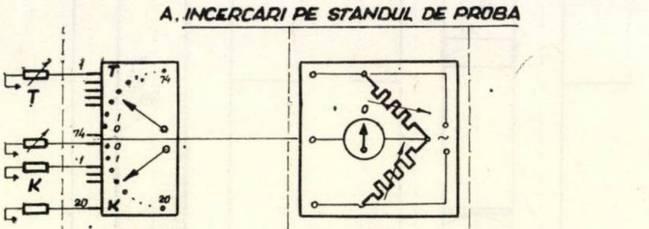


Fig. 3. Schema bloc a instalaţiei electroextensometrice folosită pe stand şi în exploatare.

Măsurările deformaţiilor s-au executat cu instalaţiile Hottinger specificate în schema bloc din figura 3. S-au utilizat traductoare extensometrice (TER) fabricaţie Hottinger, tip 3/120 FB4, cu baza de 3 mm ($R = 120$; $k = 2{,}01 \pm 1\,\%$), adeziv rapid X-60 şi chit de protecţie AK-22. Legăturile s-au realizat cu cabluri coaxiale ecranate cu impedanţa $Z = 75\Omega$.

La încercările pe stand s-a aplicat măsurarea indirectă a deformaţiilor — metoda zero — cu o punte MK de frecvenţă purtătoare 180 Hz. În exploatare s-a înregistrat direct variaţia deformaţiei, decelată de o punte KWS/II-5, cu o frecvenţă 5 kHz, la un aparat Helcoscriptor cu hîrtie termosensibilă. Preciziile obtenabile cu instalaţiile folosite sînt detaliate, funcţie de acumularea erorilor elementelor lanţului de măsurare, în tabela 1.

Tabela 1

Preciziile determinărilor extensometrice

Sursa de erori / Măsurare	Punte PEE	Calibrare K	Înregistrare	Etalonare TER	Încărcare	Precizia metodei %	
	erorile relative ale sursei %					probabilă	maximă
Pe stand aparat MK	0,2	0,5	—	1,0	5,0	5,1	6,7
În exploatare KWS/II	2,0	0,5	2,0	1,0	5,0	5,8	10,5

Într-o primă etapă, fiecare cadru de boghiu complet echipat a fost încărcat la un stand cu cilindru dinamometric cu o sarcină normală pe crapodină de 400 kN (~ 40 kgf). Roţile boghiului au fost rezemate iniţial în acelaşi plan orizontal, reproducîndu-se încărcarea cadrului în cazul staţionării vagonului în aliniament şi palier; deformaţiile specifice astfel determinate au constituit nivelul de referinţă pentru înregistrarea încercărilor din exploatare. Prin înălţarea unei singure roţi cu 30 mm s-a simulat acţiunea denivelării căii în condiţii maxime posibile, evidenţiindu-se implicit ponderea influenţei răsucirii asupra solicitării nodului traversă-lonjeron [7].

O dată verificată comportarea şasiurilor pe standul de probă, s-a trecut la montarea acestora la un vagon autodescărcător cu tara de 78 Mgf, complet încărcat. Vagonul autodescărcător a fost tractat pe un traseu normal de o locomotivă cu abur seria 230 împreună cu vagonul laborator al Institutului de studii şi cercetări transporturi Bucureşti. S-au explorat regimurile de trafic normal, frînări de oprire şi de durată, manevre în gări. În tot cursul experimentărilor s-au înregistrat variaţiile deformaţiilor specifice raportate la situaţia sesizată la oprirea vagonului pe o porţiune de cale în aliniament şi palier.

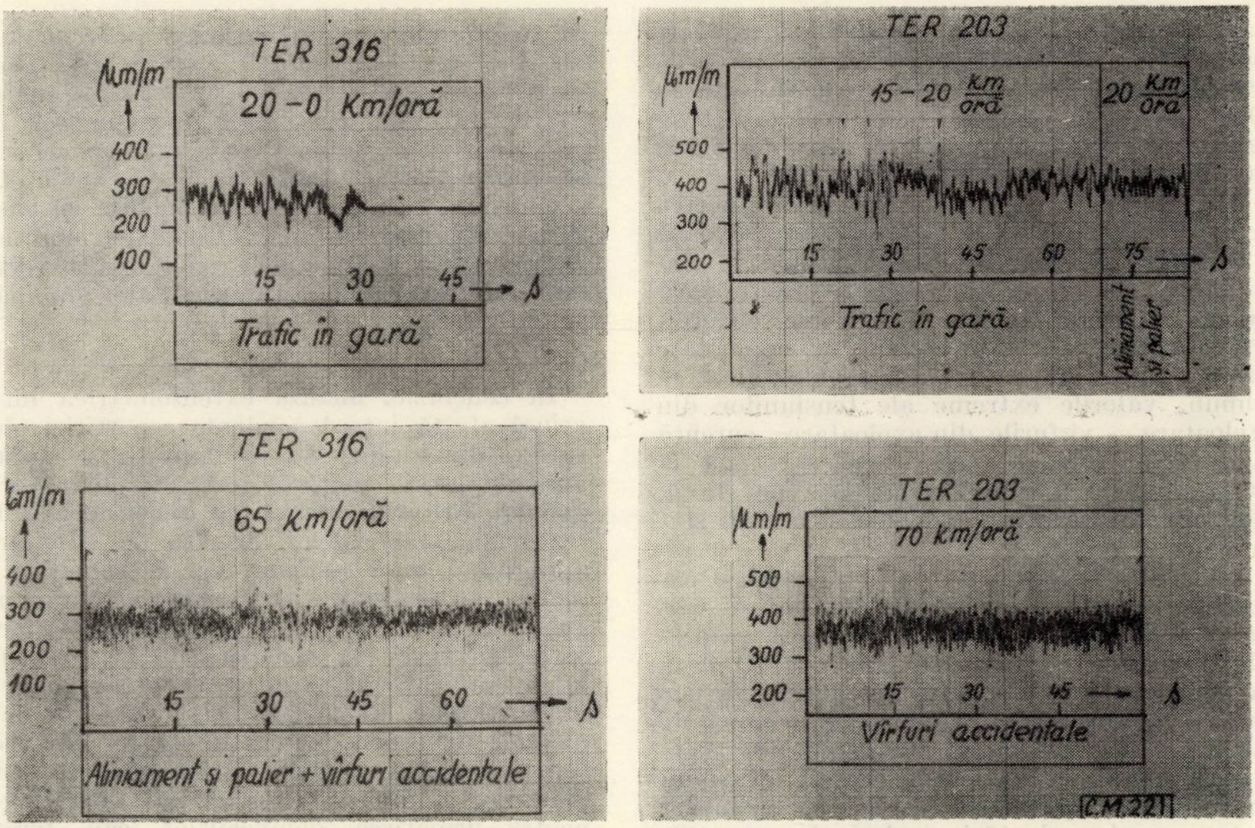


Fig. 4. Înregistrări extensometrice în exploatarea boghiului.

Aspectele caracteristice ale variaţiei solicitărilor din cordoanele de sudură din lungul traversei deschise (TER 203 şi 202) şi închise (TER 315 şi 316) sînt reproduse de înregistrările din figura 4. Pe diagrame s-au înscris valorile deformaţiilor specifice (μ m/m) rezultate din însumarea algebrică a valorilor stabilite în exploatare cu valorile de referinţă determinate la încărcarea pe stand cu 400 kN a boghiului avînd roţile rezemate în acelaşi plan.

Înregistrările din exploatarea curentă cu 70 km/h relevă fluctuaţii neregulate în jurul unei anumite valori medii ; fluctuaţiile se plasează într-o plajă bine delimitată, exceptîndu-se anumite vîrfuri sporadice. La probele de parcurs în gări cu viteze reduse — sub 20 km/h —, regimul de manevră, plaja fluctuaţiilor frecvente se extinde pînă la nivelul vîrfurilor sesizate doar sporadic la exploatarea cu viteză mare, iar valorile accidentale ating nivelele extreme ale variaţiei deformaţiilor.

Analiza rezultatelor determinărilor [4] a relevat plasarea solicitărilor maxime din cordoanele de sudură la marginea zonei de racordare a tălpii traversei, în dreptul capetelor plăcuţelor de colţ. Măsurările efectuate cu traductoarele plasate în această zonă — traductoarele TER înscrise în figura 2 —, în cordonul de sudură interior şi exterior, au servit la evaluarea tensiunilor — pentru $E = 2{,}1 \cdot 10^4$ hbar — definitorii pentru solicitare ; în figura 5

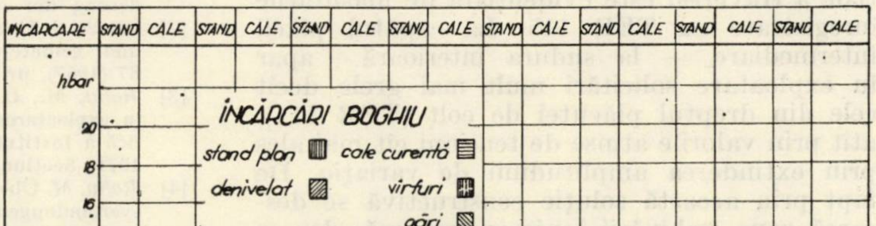


Fig. 5. Tensiunile determinate în sudurile tălpii traversei din figura 2.

s-au centralizat valorile tensiunilor aferente măsurărilor efectuate pe stand, cu roţile la acelaşi nivel orizontal şi cu o roată ridicată cu 30 mm, şi în exploatare : plaja explorată frecvent, vîrfurile accidentale la parcurs normal şi valorile extreme la manevrele în gări.

La încercările pe stand, prin introducerea denivelării unei roţi cu 30 mm se provoacă o majorare a solicitărilor — faţă de cele stabilite fără denivelare — care apare practic echivalentă, la toate tipurile de traverse, cu creşterile înregistrate la încercările de exploatare curentă, neglijînd vîrfurile accidentale. În schimb, valorile extreme ale tensiunilor din exploatare — vîrfurile din exploatarea curentă şi la manevrele în gări — depăşesc pînă la 100 % valorile tensiunilor simulate pe stand, fapt care afectează concludenţa încărcării statice.

Tensiunile determinate pe baza analizei extensometrice în dreptul capătului sudurii traversei, TER 202, 114, 316, 451, relevă avantajele introducerii chesonării traversei. O dată cu reducerea valorilor tensiunii, intervine şi o diminuare sensibilă a amplitudinii ciclului de solicitare în exploatare. Deosebit de avantajoasă apare, la traversele cheson, cvasiuniformizarea cîmpului de variaţie a ciclurilor în tot cursul exploatării, inclusiv la operaţiile de manevră.

Pentru sudurile din interiorul traversei, TER 203, 115, 315, şi 454, aplicarea plăcii intermediare de consolidare este hotărîtoare. La profilele deschise (TER 203 şi 115), la capetele acestor cusături interioare se ating valorile tensiunilor maxime de pe întreaga faţă inferioară a traversei [4]. De altfel tocmai în aceste secţiuni s-a sesizat în exploatare şi apariţia unor fisuri. Ineficienţa chesonării parţiale a traversei este evidenţiată de măsurările înregistrate cu TER 115. La capătul plăcii intermediare — la sudura interioară — apar în exploatare solicitări mult mai grele decît cele din dreptul plăcuţei de colţ (TER 114), atît prin valorile atinse de tensiuni cît mai ales prin extinderea amplitudinii de variaţie. De fapt prin această soluţie constructivă se descarcă zona îmbinării lonjeron-traversă, dar se transpune acţiunea momentului de răsucire în apropierea crapodinei, zonă în care solicitarea la încovoiere a traversei este mai mare. Această creştere a tensiunilor peste nivelul atins de traversa deschisă este atribuită localizării deformaţiilor de răsucire a traversei în secţiunea cu moment de inerţie polar minim.

Examinînd cîmpul de variaţie al tensiunilor, determinat la încercările de exploatare, se remarcă diferenţe esenţiale între regimurile existente la cele patru tipuri de traverse. În cazul exploatării curente, cîmpul de variaţie al tensiunilor are un caracter ciclic ondulat cu $R = \sigma_{min} / \sigma_{max} = 0{,}5\ldots0{,}6$ la trei tipuri de traverse şi $R = 0{,}2\ldots0{,}3$ la traversa închisă (TER 315, 316). În schimb, la manevrele din gări tensiunea minimă reducîndu-se sensibil, se ajunge la $R = 0{,}2$ la traversele deschisă şi semiînchisă ; doar la traversa închisă cu guseu se mai menţine $R = 0{,}4$. O dată cu modificarea raportului R, funcţie de rigiditatea traversei, este afectată implicit şi durabilitatea îmbinării sudate.

***

În concluzie, analiza extensometrică întreprinsă atestă interdependenţa repartiţiei eforturilor din suduri de configuraţia structurii ansamblului, în speţă de forma tălpii traversei şasiului. Criteriile clasice de dimensionare din rezistenţa materialelor, bazate pe adoptarea aprioricǎ a unor regimuri tip de solicitare — mono- sau policiclice cu reproductibilitate regulată —, sînt invalidate de toate experimentările efectuate la construcţiile de vehicule, în general [1], [2], şi la şasiurilor de boghiuri în particular [3], [8] ; solicitările din elementele structurii depind de conlucrarea acestora la realizarea deformărilor globale — deplasărilor — impuse ansamblului construcţiei pentru urmărirea denivelărilor căii ferate. Astfel, estimarea veridică a solicitărilor îmbinării sudate impune cunoaşterea spectrului deformărilor care apar în exploatare în zona respectivă, informaţie obtenabilă exclusiv experimental aposteriori execuţiei prototipului şasiului oricărui vehicul feroviar sau rutier.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gassner, E.* Ziele einer praxisorientierten Schwingfestigkeitsforschung — Frauenhofer Gesellschaft zur Forderung der angewandten Forschung — Heft 5, 1968.

[2] *Bierett, G.* Über die Betriebsfestigkeit von geschweissten und genieteten Stahlverbindungen. Stahl und Eisen 87 (1967), nr. 24, p. 1465—1472.

[3] *Ratiu, M., C. Halchini, L. Soflete* Spectrul solicitărilor în exploatarea şasiurilor de boghiuri. Sesiunea ştiinţifică a Institutului de cercetări transporturi, Bucureşti, 1971, Secţiunea material rulant.

[4] *Raţiu, M.* Über den Einfluss der Steifigkeit der Schweissverbindungen auf die Betriebsbeanspruchungen. Revue roum. sc. techniques 16 (1971), nr. 2, p. 201—212.

[5] *Stave, G.* Hinweise über die Gestaltung von geschweissten Rahmenecken in Drehgestell-Rahmen von Schienenfahrzeugen. Glasers Annalen 91 (1967), nr. 4, p. 122.

[6] *Gerbeaux, H., Vix, J. M., Bramat, M.* Comportement, sous charge statique et de fatigue, de chassis soumis, hors de leur plan, à des sollicitations de flexion et de torsion. Soudage et techniques connexes (1969), nr. 3/4, p. 137—152.

[7] x x x Versuche über rechtwinklige Schweissverbindungen zweier auf Biegung beanspruchter Träger. ORE Zeitschrift des Forschungs—und Versuchsamtes des Internationalen Eisenbahnverbandes. Buletin (1969), 29, p. 20—22.

[8] x x x Individual efforts mark truck research. Railway Locomotives and Cars (1971), iunie, p. 14—20.

◆

CZ 621.791.9 : 669.15'74 - 194.2

Influența adaosului de oxigen la sudarea în mediu de bioxid de carbon a oțelului slab aliat cu mangan

Dr. ing. Traian SĂLĂGEAN - CSIO - Timișoara
Dr. ing. Constantin SARLĂU și dr. ing. Ioan SPOREA - Institutul politehnic „Traian Vuia” - Timișoara

1. *Considerații generale*

La sudarea electrică cu arc, protecția acestuia și a băii metalice topite se realizează cu ajutorul gazelor rezultate din fluxurile sau învelișurile electrozilor utilizați, dar o protecție eficientă (împotriva influenței aerului) se face prin introducerea unor gaze în zona arcului. Aceste gaze protectoare influențează asupra caracterului menținerii arcului electric, topirii metalului de adaos și de bază, caracterului transferului picăturilor de metal de la electrod la piesă, și pot să reacționeze chimic cu metalul topit. Factorul hotărîtor care determină proprietățile și menținerea stabilă a arcului electric la sudare este temperatura arcului, iar aceasta depinde de potențialul de ionizare a gazului de către arcul electric. Astfel, elementele cu potențial scăzut de ionizare micșorează temperatura arcului, dar îi mărește stabilitatea (tab. 1, col. 2 [1].

Experiențele efectuate la sudarea cu electrozi fuzibili și nefuzibili, în mediu de diferite gaze protectoare, au dovedit că există o strînsă legătură între stabilitatea și temperatura arcului cu natura gazului de protecție, datorită capacității de absorbție a căldurii din arc, determinată de căldurile de încălzire, disociere, ionizare și cea pentru reacțiile chimice (tab. 1).

Stabilitatea bună a arcului în mediu de CO_2 (datorită efectului exotermic al reacțiilor chimice ale gazului cu metalele) determină utilizarea acestuia drept gaz protector. S-a stabilit experimental că adăugarea în gazele de protecție a oxigenului mărește stabilitatea arcului, transferul metalului topit se face sub formă de picături fine și reduce împroșcările acestuia [2].

Fenomenele metalurgice la sudarea în mediu de CO_2 prezintă particularitățile referitoare la formarea porilor. În zona arcului CO_2 disociază : $CO_2 \rightleftarrows CO + 1/2\, O_2$. Aceste gaze pot interacționa cu alte gaze din zona arcului (N_2, H_2) și să oxideze picăturile și baia topită a sudurii. Introducerea suplimentară în zona arcului a O_2 micșorează concentrația de CO și crește capacitatea de oxidare a gazului protector. Interacțiunea $CO_2 + H_2 \rightleftarrows CO + H_2O$ duce la reducerea presiunii parțiale a H_2 și tendința de dizolvare a H_2 scade și, concomitent, tendința de formare a porilor.

În prezența CO_2 și a produselor sale de disociere, presiunea parțială a N_2 poate reduce formarea NO după reacțiile $N_2 + 2CO_2 \rightleftarrows 2CO + 2NO$ și $N_2 + O_2 \rightarrow 2NO$ și, ca urmare, se reduce tendința de formare a porilor datorită azotului.

Bioxidul de carbon și oxigenul oxidează picăturile și baia topită a sudurii : $CO_2 + Me \rightleftarrows MeO + CO$; $CO_2 \rightleftarrows CO + 1/2\, O_2$ și $1/2 O_2 + Me \rightleftarrows MeO$, în care Me poate fi Fe, C, Si, Mn, Cr, Ti etc., iar MeO oxidul acestora. Dintre acești oxizi, practic numai [FeO] se dizolvă în baie și, la o temperatură și concentrație date, poate reacționa cu elementele din oțel formînd zgură și gaze : $[FeO] + [C, Si, Mn, S, H_2, O_2, N_2, Ti, Al...] \rightleftarrows (SiO_2, MnO..) + \{CO, SO_2, H_2O...\} + [Fe]$. Se observă că interacțiunea O_2 cu C și H_2 constituie cauza principală a formării porilor în sudură. În general, formarea acestor pori se datorește dizolvării hidrogenului și oxigenului în baia de sudură ale căror concentrații sînt invers proporționale [3].

Prezența în metalul băii sudurii a elementelor dezoxidante [Mn, Si, Ti, Al...] reduce con-

Tabela 1

Proprietățile unor gaze protectoare și stabilitatea arcului

Gaz de protecție	Potențial minim de ionizare	căldura specifică la 100°C	căldura specifică 2 500°C	căldura volumetrică în cal/m³°C la 0°C	Conductivitatea termică la 10°C Cal/s cm°C	Gradul de disociere la 5 000°K	Tensiunea arcului V	Stabilitatea arcului
He	24,5	1,250	—	0,223	$3,32.10^{-4}$	nu disociază	—	bună
Ar	15,7	0,125	—	0,223	$0,378.10^{-4}$	„”	24...26	f. bună
N2	14,5	0,248	0,310	0,311	$0,580.10^{-4}$	0,038	30...40	satisfăcătoare
CO	14,3	0,196	0,328	0,388	$0,380.10^{-1}$	0,990	26...28	bună
H2	13,5	3,400	4,16	0,305	$4,120.10^{-4}$	0,960	45...65	rea

centrația oxigenului dizolvat în oțel. De aceea la sudarea în mediu de CO_2 a oțelului de construcție se folosesc sîrme-electrod cu conținut ridicat în aceste elemente, care permit reducerea efectului dăunător al O_2, N_2 și S și frînează arderea C.

2. *Influența adaosului de oxigen în CO_2*

Bioxidul de carbon și oxigenul sînt gaze active (interacționează în procesul de sudare cu metalul topit) și, deși considerate ca elemente nedorite în zona arcului (în special O_2) la sudarea oțelurilor carbon și slab aliate cu electrozi fuzibili la densități mari de curent, prezența O_2 în zona arcului în cantitate mare este mai puțin periculoasă decît prezența azotului și a hidrogenului. În lucrare se cercetează influența adaosului de oxigen în bioxid de carbon, folosit drept gaz de protecție, la sudarea oțelurilor de construcție slab aliate cu Mn. Determinarea influenței adaosului de O_2 la sudarea oțelului 17M13 s-a făcut prin realizarea de cusături sudate și depuneri pe plăci de grosime 10,5 mm. Sudurile s-au executat automat, cu ajutorul instalației STK -1000. La tractorul de sudare s-a montat capul de sudare (fig. 1.). Alimentarea capului de sudare

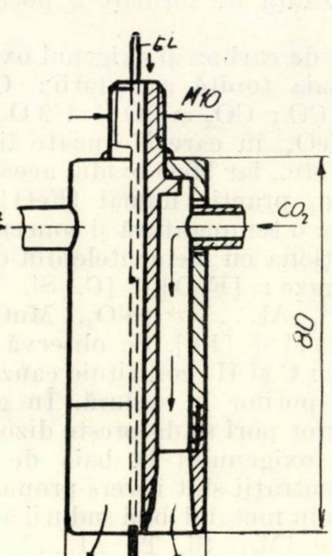


Fig. 1. Cap de sudare automată în atmosferă de CO_2

cu CO_2 ,sau amestec de $CO_2 + O_2$ în diferite proporții, s-a făcut cu ajutorul a două rotametre. Întrucît rotametrele erau destinate măsurării debitului de aer, pentru măsurarea debitului de CO_2 s-a utilizat relația $Q_{CO2} = 0{,}808 \cdot Q_{aer}$. Debitul de gaze, proporția acestora și regimul de sudare folosit sînt indicate în tabela 2.

Tabela 2

Regimul de sudare de CO_2 cu adaos de O_2

Gros. tablei mm	Diam. electr. mm	Curent sud. A	Tens. arc V	Vit. electr. m/h	Vit. sud m/h	Debitul de gaz, l/h					
						CO_2 100 %	95 %	90 %	85 %	75 %	50 %
						O_2 0 %	5 %	10 %	15 %	25 %	50 %
10,5	1,6	280— —300	26— 28	204	27,5	900	855	810	780	630	450
						—	45	90	180	270	450

Tabela 3

Influența adaosului de O_2 asupra geometriei sudurii

Nr. probei	Compoz. gazelor [%]		Caracteristici geometrice ale cusăturii						
	CO_2	O_2	A_1 (cm^2)	A_2 (cm^2)	A $(cm)^2$	$\frac{A_1}{A} 100$	h (mm)	h (mm)	B (mm)
1	100 %	0	0,9	0,7	1,6	56,0	3,0	4,0	13,0
2	95	5	0,8	0,7	1,5	54,5	2,9	3,5	13,8
3	90	10	0,75	0,65	1,4	54,0	2,8	3,0	14,2
4	85	15	0,7	0,6	1,3	53,0	2,7	2,7	14,8
5	75	25	0,6	0,6	1,2	50,0	2,6	2,6	15,5
6	50	50	0,6	0,6	1,2	50,0	2,6	2,6	15,6

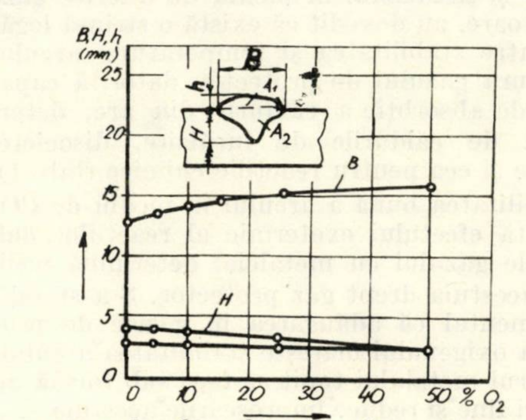


Fig. 2. Influența adaosului de O_2 asupra geometriei sudurii.

Influența adaosului de O_2 în CO_2 asupra geometriei sudurii s-a cercetat prin realizarea unor rînduri de sudură, pe plăci din oțelul considerat, cu păstrarea constantă a regimului termic de sudare (energia liniară 100 kJ/cm). Rezultatele obținute (tab. 3) sînt conform schiței (fig. 2). Influența adaosului de O_2 asupra configurației secțiunii sudurii (fig. 3) arată că adaosul de O_2 în CO_2 reduce adîncimea de topire și mărește lățimea sudurii. În ce privește aspectul exterior (fig. 4) se observă că suprafața sudurii devine mai netedă la adaosuri de pînă la 15 % O_2. Aceasta se datorește stabilității arcului la sudare cît și împroșcării (stropirii) mult mai reduse.

Din analiza metalografică a sudurii (fig. 5) reiese că cantitatea de oxizi în sudură (comparativ cu sudura în CO_2 pur) nu crește pînă la adăugarea de 15% O_2 în CO_2. Forma, mărimea și modul de repartizare a oxizilor se deosebesc fundamental. În sudurile executate cu adaos de O_2, oxizii au formă globulară, sînt mai fini și uniform dispersați în masa sudurii. O dată cu creșterea conținutului de O_2 se observă o concentrare a oxizilor spre zona de trecere, fenomen ce se atribuie volumului mai mic de baie metalică, ceea ce favorizează o răcire rapidă.

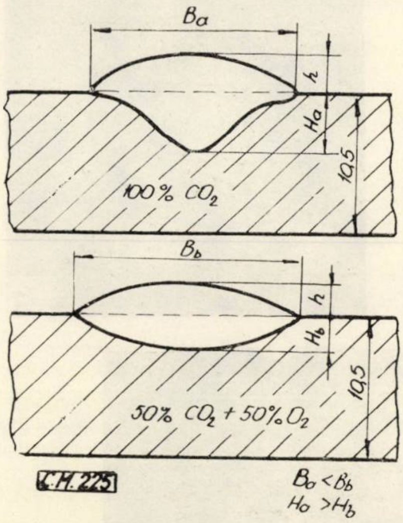


Fig. 3. Macrostructura secțiunii sudurii prin depunere pe placă.

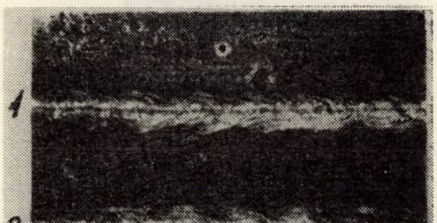


Fig. 4. Aspectul exterior al sudurilor în mediu de: 1 – CO_2 pur; cu adaos de: 2 – 5 % O_2; 3 – 10 % O_2; 4 – 15 % O_2; 5 – 25 % O_2; 6 – 50 % O_2.

Fig. 5. Evidențierea la microscop a oxizilor din sudură (100 :1); 1 – CO_2pur; 2 – 15 % O_2; 3 – 30 % O_2.

Microstructura sudurilor se compune din formații fine de perlită și ferită (fig. 6); ea este mai fină la concentrațiile de 10 – 15 % O_2, iar la suduri executate cu 50 % O_2 încep să crească cristalitele sub formă de dendrite.

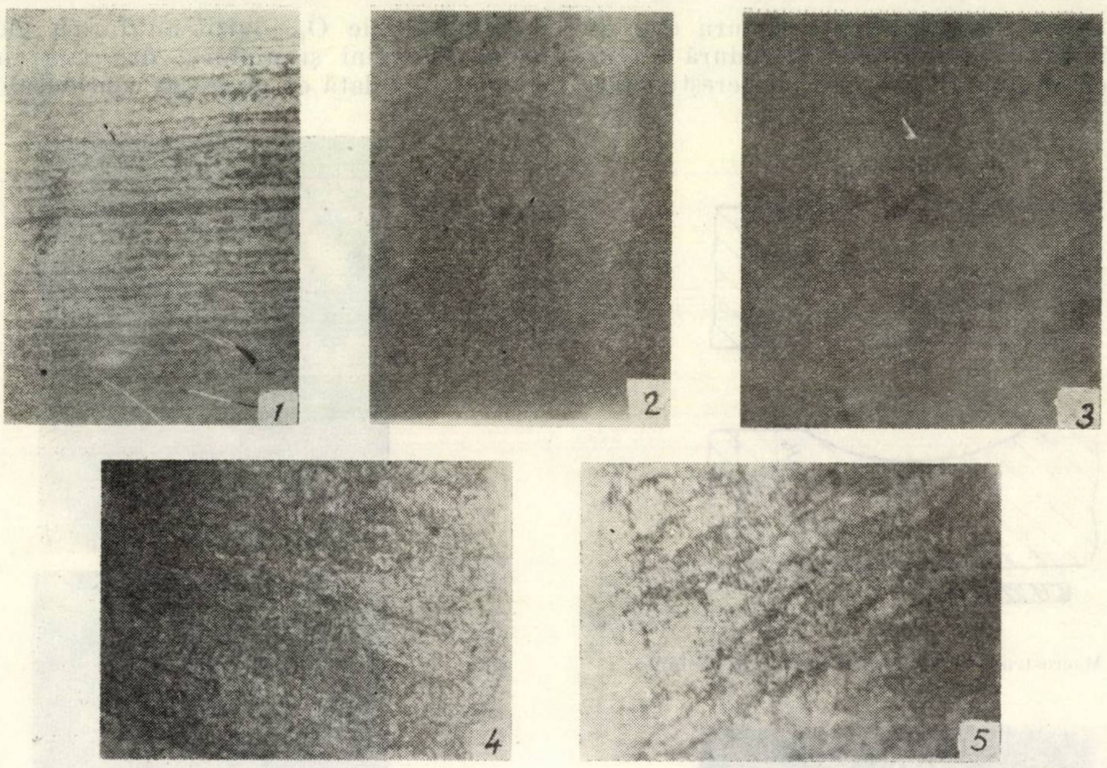


Fig. 6. Microstructurile sudurilor (100 :1) 1—metal de bază; 2—CO_2pur; 3—5% O_2; 4—15% O_2; 5—50% O_2

Proprietăţile mecanice (fig. 7) au fost determinate pe epruvete de tracţiune de tipul îngustate în dreptul sudurii pentru a forţa ruperea în cusătură, iar sudura s-a prelucrat plan pînă la grosimea piesei. Rezilienţa sudurilor (la +20° şi −20°C) s-a determinat pe epruvete tip Charpy V. Se observă că atît rezistenţa la tracţiune cît şi rezilienţa scad pe măsura creşterii adaosului de O_2, dar pînă la 10% valorile acestor caracteristici sînt sensibil egale cu cele obţinute la sudarea cu CO_2 pur.

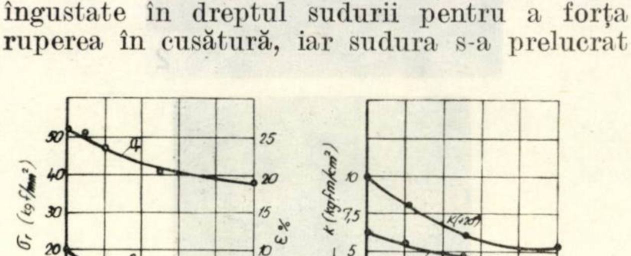


Fig. 7. Proprietăţile mecanice ale sudurilor; a) rezistenţa la rupere; b) rezilienţa.

3. *Concluzii*

Sudarea electrică cu arc a oţelurilor slab aliate cu Mn în mediu de CO_2 şi adaos de O_2 în proporţie de pînă la 10% are o influenţă favorabilă care constă în:

— mărirea stabilităţii procesului de sudare;

— micşorarea gradului de împroşcare (micşorarea pierderilor de metal prin împroşcare-stropire);

— trecerea metalului topit de la electrod la piesă în formă de jet;

— îmbunătăţirea calităţii suprafeţei exterioare a sudurii (aspectul exterior);

— topirea mai uniformă a metalului de bază şi formarea corectă a rădăcinii sudurii.

Îmbunătăţirile procedeului de sudare nu sînt în dauna calităţii îmbinării sudate în cazul cînd concentraţia O_2 în CO_2 nu depăşeste 10%.

BIBLIOGRAFIE

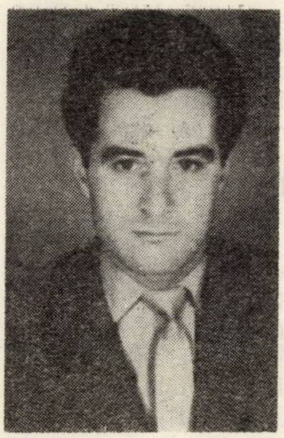
[1] *Novojilov, N. M.* ş. a. Svarka plaviaşcimsia elektrodom v uglekislom gaze. Maşghiz, Moscova, 1958.

[2] *Asnis, A. E.* Dugovaia svarka st. 3 v srede ugoklislovo gaza. În: Avtomaticeskaia svarka, 9/1969, p. 28.

[3] *Zaruba, B. C.* ş. a. Sudarea în mediu de bioxid de carbon. IDT, Bucureşti, 1961.

◆

CZ 621.43.056.001.13



Proiectarea rațională a camerelor de ardere în piston

Ing. Nicolae STOICA – ICPET – București

Nicolae Stoica a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din București în 1959. În prezent lucrează la Institutul de cercetări și proiectări echipament termoenergetic – București, în funcția de cercetător științific principal.

Se expune o metodă care reprezintă o cale rațională de alegere, dintr-o infinitate de soluții de camere de ardere, a acelora care în încercări vor da cele mai bune rezultate. Totodată, această metodă permite reducerea volumului de încercări și face posibilă corelarea între ele a mărimilor D, ε, d și h, indiferent de forma sau amplasarea camerei de ardere.

Rezultă în plus o punere în concordanță a acestor ultime mărimi cu performanțele motorului.

1. *Stabilirea domeniului de variație a raportului d/D*

Considerăm un motor cu aprindere prin scînteie, de alezaj D și cursă S, care trebuie echipat cu cameră de ardere în piston. În cele ce urmează vom admite că raportul volumetric de comprimare ε este constant pentru o grupă de camere de ardere.

Se notează cu d dimensiunea la intrarea în camera de ardere (măsurată în planul ce trece prin axa bujiei și cea a cilindrului) și cu h adîncimea camerei.

Mărimea d poate lua valori cuprinse între 0 și D. În primul caz ($d = 0$) raportul $d/D = 0$, iar în cel de al doilea ($d = D$) se obține $d/D = 1$.

Din condiția ε = constant, la o valoare a lui d corespunde o mărime determinată a adîncimii, h, și deci se pot forma perechile de rapoarte d/h și d/D.

Cu aceste perechi de rapoarte se poate trasa curba $d/D = f(d/h)$ pentru diverse rapoarte de comprimare volumetrică $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3 \ldots \varepsilon_n$ (fig. 1). În mod asemănător, diagrama din figura 1 poate fi construită pentru camere de ardere în chiulasă. Pentru fiecare valoare a alezajului D rezultă cîte o diagramă de forma celei din figura 1.

Domeniul $0-D$, în care mărimea d poate lua valori, este din motive constructive mai redus. Astfel, dacă $d = D$, camera de ardere nu mai este situată în piston și devine cilindrică. Rezultă că în mod practic $d < D$. Pentru camerele de ardere în piston valoarea lui D se compune din mărimea lui d la care se adună de cîte două ori grosimea peretelui pistonului în dreptul segmentului și lățimea radială a segmentului. Exprimînd aceste ultime două mărimi în funcție de D [1] se va obține $d = a_1D$, unde $a_1 < 1$ și depinde de tipul motorului.

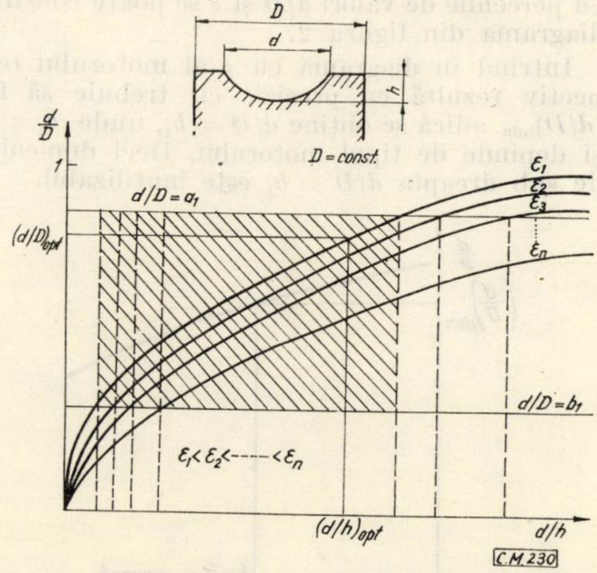


Fig. 1. Diagrama pentru determinarea dimensiunilor principale optime ale camerei de ardere.

Deci, practic, în figura 1, domeniul situat deasupra dreptei $d/D = a_1$ este inutilizabil și calculele pentru trasarea curbei $d/D = f(d/h)$ se opresc aici.

Intersecțiile curbelor $d/D = f(d/h)$ cu dreapta $d/D = a_1$ limitează la dreapta domeniul utilizabil al diagramei din figura 1 (verticalele cu linie întreruptă), rezultînd astfel pentru un ε valoarea maximă a lui d/h.

Pentru a preciza $(d/D)_{\min}$ se pleacă de la observația că înălțimea de compresiune a pistonului (distanța de la axa boltului pînă la faţa frontală a capului pistonului) se compune din adîncimea maximă a camerei de ardere, h, la care se adună grosimea fundului pistonului, distanţa de la fundul pistonului pînă la piciorul bielei, grosimea piciorului bielei şi jumătate din diametrul bolţului. Deci adîncimea maximă a camerei de ardere este limitată constructiv de către înălţimea de compresiune a pistonului.

Prin urmare d trebuie să fie mai mare decît o anumită fracţiune din D, deoarece sub această valoare h creşte (din condiţia $\varepsilon = \text{const.}$) şi camera de ardere nu mai poate fi amplasată în piston.

Mărimile ce trebuie adunate la adîncimea camerei de ardere pentru a egala înălţimea de compresiune a pistonului se dau în literatură [1] în funcţie de alezajul şi tipul motorului (motoare uşoare, motoare pentru autocamioane etc.). Rezultă că pentru un motor dat se poate calcula valoarea maximă a adîncimii camerei de ardere, $h_{\max}$.

Din condiţia $\varepsilon = \text{const.}$, lui $h_{\max}$ îi va corespunde un $d_{\min}$. Pentru o altă valoare a lui ε rezultă o altă mărime a lui $d_{\min}$ şi deci rapoartele d/D.

Prin urmare menţinînd $h = h_{\max} = \text{const.}$ cu perechile de valori d/D şi ε se poate construi diagrama din figura 2.

Intrînd în diagramă cu ε al motorului respectiv rezultă cu precizie cît trebuie să fie $(d/D)_{\min}$ adică se obţine $d/D = b_1$, unde $b_1 < 1$ şi depinde de tipul motorului. Deci domeniul de sub dreapta $d/D = b_1$ este inutilizabil.

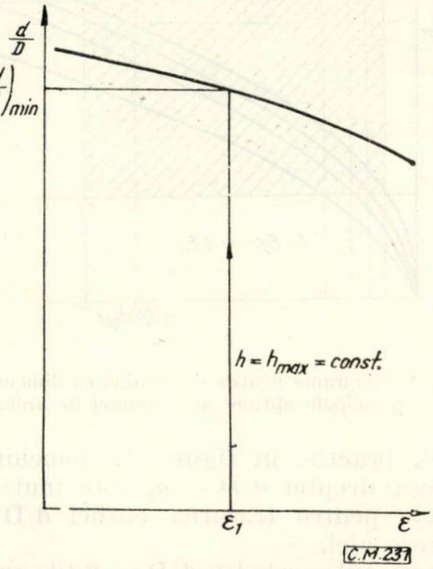


Fig. 2. Diagrama pentru determinarea dimensiunilor minime, la intrare în camera de ardere, d_{min}

Intersecţiile curbelor $d/D = f(d/h)$ cu dreapta $d/D = b_1$ limitează la stînga domeniul utilizabil al diagramei din figura 1 (verticalele cu linie întreruptă), rezultînd astfel pentru valoarea minimă a lui d/h.

În cazul unui motor de alezaj D şi raport volumetric de comprimare ε_1, domeniul în care trebuie căutate soluţiile de camere de ardere este cel haşurat în figura 1.

În ceea ce priveşte precizarea domeniului haşurat din figura 1. — în care trebuie căutate soluţiile de cameră de ardere în chiulasă — se are în vedere că dimensiunea d este limitată de către drumul parcurs de către frontul de aprindere, compactitatea camerei şi gradul de acoperire (fig. 3) [2], [3].

Adîncimea camerei este limitată de către posibilităţile de amplasare şi de către înrăutăţirea mişcării amestecului în unele zone ale camerei, pe măsură ce h creşte [2].

Încercările cu diverse grupe de forme de camere de ardere în piston [4] pun în evidenţă existenţa unui optim al dimensiunilor geometrice ale camerelor de ardere, precizat prin mărimea raportului d/h, la care motorul oferă performanţele maxime. Valoarea raportului $(d/h)_{opt}$ — pentru camerele experimentate — nu diferă de la o grupă la alta.

În continuare se vor examina următoarele situaţii :

— raportul $(d/h)_{opt}$ nu este cunoscut ;

— raportul $(d/h)_{opt}$ este cunoscut şi este independent de ε şi D ; el depinde numai de plasarea camerei de ardere : în piston sau în chiulasă ;

— raportul $(d/h)_{opt}$ depinde de ε, de D şi de plasarea camerei de ardere.

2. *Valoarea raportului geometric optim $(d/h)_{opt}$ nu este cunoscută*

După cum rezultă din cele prezentate mai sus, indiferent de alezajul sau de raportul de compresiune al motorului, se poate stabili cu ajutorul unor diagrame de tipul celor din figurile 1 şi 2 domeniul în care este raţional să se judece — pe planşetă-soluţiile probabile de camere de ardere.

În domeniul amintit, dimensiunile principale d şi h ale camerelor de ardere pot căpăta, pentru $\varepsilon = \text{const.}$ şi $D = \text{const.}$, o infinitate de valori.

Deci pentru un motor dat se impune, chiar în stadiul de proiect, o reducere a numărului de soluţii de camere de ardere de o anumită formă.

În publicaţiile de specialitate [2], [3], [4] se arată rolul pragului de turbulenţă, efectele sale antagoniste asupra tendinţei la detonaţie, precum şi faptul că, pentru un motor dat (sau motoare apropiate ca performanţe) şi o cifră octanică dată a benzinei, mărimea pragului de turbulenţă (exprimată prin gradul de acoperire) are o valoare optimă, precizată de către performanţele maxime ale motorului.

Pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, echipate cu camere de ardere în chiulasă, gradul de acoperire este de (15—25 %).

Camerele de ardere în piston, construite de către firmele consacrate construcţiei de motoare, au un grad de acoperire de 35–50 %, iar cele încercate de către autor (camerele care au dat rezultate bune) se situează în plaja de 30–50 %.

Avînd în vedere cele de mai sus, primul element pe baza căruia trebuie redus numărul de soluţii este raţional să fie gradul de acoperire al pragului de turbulenţă.

Acest grad de acoperire este definit [2], [3] în procente ca raport între aria pragului şi cea a pistonului.

Pentru camerele de ardere la care secţiunea la intrare în cameră este circulară, gradul de acoperire în procente este exprimat prin raportul $\frac{D^2-d^2}{D^2}\cdot 100$. În cazul cînd secţiunea la intrare are o formă oarecare, aceasta poate fi evaluată printr-un cerc echivalent, adică rezultă o valoare corespunzătoare d.

Funcţia $(D^2-d^2)\,10^2/D^2 = f\,(d/D)$ este ecuaţia unei parabole cu vîrful pe axa $(D^2-d^2)\cdot 10^2/D^2$ şi, fiind o mărime raportată, este valabilă pentru orice alezaj şi oricare raport de compresiune (fig. 3), independent de amplasarea camerei (în piston sau chiulasă) sau tipul motorului (m.a.c. sau m.a.s.).

În figura 3 s-au reprezentat plajele uzuale de variaţie a gradului de acoperire pentru camerele de ardere în chiulasă şi în piston. Liniile punctate precizează valorile extreme ale gradului de acoperire şi raportului d/D, fapt ce permite reducerea considerabilă a domeniului haşurat în figura 1.

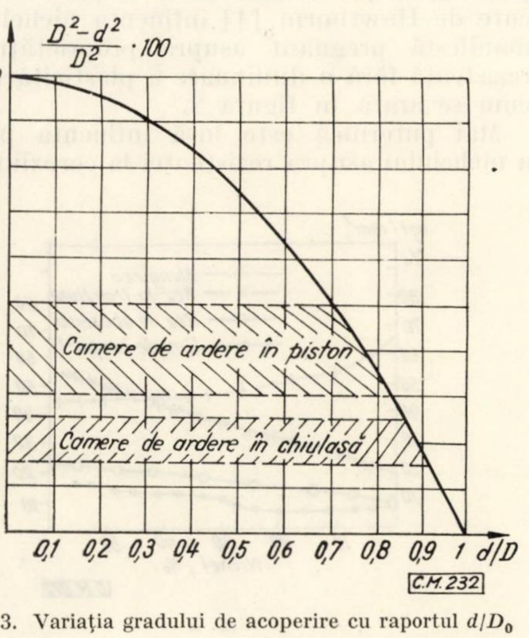


Fig. 3. Variaţia gradului de acoperire cu raportul d/D_0

Deci, pentru un motor dat, rezultă limitele între care trebuie să varieze dimensiunile principale d şi h ale camerei de ardere, astfel ca gradul de acoperire să se găsească în plaja (fig. 3) uzuală.

Cu alte cuvinte, numărul de soluţii ce trebuie luate în considerare, în faza de proiect, se reduce foarte mult.

Elementul următor care conduce la micşorarea numărului de soluţii — în stadiul de proiect — este variaţia volumului de gaze, V, măsurat de către frontul de aprindere, în funcţie de distanţa de la bujie la periferia camerei de ardere, x.

Pentru camerele de ardere în chiulasă se vor utiliza în această privinţă recomandările făcute în literatura de specialitate [3], [6], [7].

În cazul camerelor de ardere în piston, avînd în vedere lipsa de date în acest domeniu, considerăm — pe baza experienţei noastre — că trebuie păstrate, din cele rămase, toate soluţiile care respectă următorul mod de variaţie al mărimilor V şi $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ în raport cu d/h:

— la începutul procesului de ardere (adică în zona în care camera oferă secţiuni mici), $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ al soluţiilor ce vor rămîne să aibă valorile cele mai mici în raport cu $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ al soluţiilor ce se elimină;

— la mijlocul drumului parcurs de către frontul de aprindere, intensitatea de variaţie a funcţiei $V = f(x)$ să fie minimă tot pentru soluţiile considerate corecte şi în continuare;

— către sfîrşitul arderii (adică în zonele mai reci ale camerei), funcţia $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ să aibă variaţia maximă în raport cu d/h pentru soluţiile care rămîn.

Prin urmare, indiferent de mărimea lui d/h la camerele de ardere în piston, funcţia $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ are la începutul arderii valori reduse; ea atinge un maxim la un anumit x şi apoi scade.

Camerele de ardere la care variaţia mărimilor V şi $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ se încadrează în recomandările de mai sus au dat cele mai bune rezultate. Deci în stadiul de proiect, alegînd soluţiile de camere la care V şi $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ variază cu d/h aşa cum am prescris, înseamnă că de fapt această plajă de soluţii (acum destul de redusă) conţine în mod sigur şi valoarea optimă a raportului d/h. Pentru a fi siguri că vom cădea peste $(d/h)_{opt}$ sau foarte aproape de el trebuie ca intervalul de soluţii rămase (după trierile făcute) să fie parcurs simultan de la extremităţi către mijloc.

3. *Raportul geometric optim* $(d/h)_{opt}$ *este cunoscut şi depinde numai de plasarea camerei de ardere*

În acest caz găsirea soluţiei optime de cameră de ardere se simplifică foarte mult. Astfel în diagrama din figura 1, construită pentru camera de ardere în chiulasă sau în piston, pentru valoarea lui $(d/h)_{opt}$ rezultă $(d/D)_{opt}$, adică dimensiunile principale optime d şi h ale camerei. În afară de această soluţie se mai pot lua două în jurul lui $(d/h)_{opt}$ şi anume una în stînga şi una în dreapta. În acest fel numărul de soluţii este maximum trei.

Variația mărimilor V și dV/dx se va alege, așa cum s-a recomandat la paragraful 1, în funcție de plasarea camerei de ardere.

4. *Raportul geometric optim* $(d/h)_{opt}$ *depinde de* ε, *de* D *și de plasarea camerei de ardere.* Se construiește diagrama din figura 1, pentru tipul de cameră de ardere (în piston sau în chiulasă) și pentru alezajul D și, respectiv, raportul de compresiune ε. În continuare, se procedează ca la paragraful 3.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Domșa, Al., Chișu, Al., Trebonius, I.* Pistoane. București, Editura Tehnică, 1971.

[2] *Vasilescu, C. A., Ștefan, I., Stoica, N.* Studii în legătură cu îmbunătățirea performanțelor motorului SR. 211. În: Revista Transporturilor, nr. 3, 1966.

[3] *Aramă, C., Grunwald, B.* Motoare cu ardere internă, Ed. tehnică, București, 1966.

[4] *Stoica, N.* Asupra unui optim al dimensiunilor geometrice ale camerelor de ardere în piston. St. cerc. energ. tom. 21, nr. 4, 1971

[5] *Vasilescu, C. A., Stoica, N.* Thermal processes in spark ignition engines with piston located combustion chamber. Internal Combustion Engines Conference. Bucarest, Ed. Tehnică, 1967.

[6] *Karpov, V.* Gorenie gazoobraznîh smesei v dvigateliah. Moskva, Mașghiz, 1951.

[7] *Tvetkov, V. T.* Dvigateli vnutrenego sgorania. Moskva. Mașghiz, 1953.

CZ 669.35'24

Considerații privind posibilitățile de utilizare a aliajelor cupru-nichel în industrie

Dr. ing. Sever ȘONTEA – Universitatea din Craiova

1. *Sistemul aliajelor cupru-nichel*

Sistemul aliajelor cupru-nichel se caracterizează prin proprietăți mecanice ridicate și rezistență la coroziune înaltă. Rezistența la coroziune a acestor aliaje este superioară nichelului sau cuprului.

Mediile în care aliajele prezintă rezistență la coroziune ridicată sînt apa, apa sărată, soluțiile de sare concentrată și soluțiile alcaline [1], [2].

După cum se știe aliajele cupru-nichel formează la solidificare soluții solide. Diagrama de echilibru a acestor aliaje este arătată în figura 1, [3].

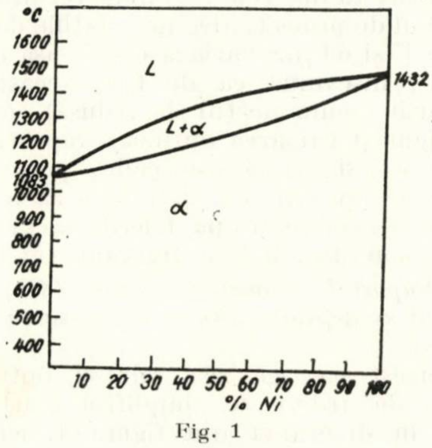


Fig. 1

Aliajele pot fi grupate în aliaje bogate în cupru sau aliaje bogate în nichel.

Aliajele bogate în nichel au diferite denumiri comerciale ca Monel, Nicorros, Silveriu etc. Conținutul de nichel la acestea depășește 70%, avînd cele mai variate utilizări.

Aliajele bogate în cupru (concentrații peste 50%) se utilizează mai ales în industria electrotehnică și electronică.

2. *Influența elementelor de aliere asupra proprietăților aliajelor*

Influența nichelului se manifestă pozitiv atît asupra proprietăților mecanice cît și asupra rezistenței la coroziune. După studiile făcute de Hawthorm [4] influența nichelului se manifestă pregnant asupra proprietăților de rezistență fără o diminuare a plasticității după cum se arată în figura 2.

Mai puternică este însă influența pozitivă a nichelului asupra rezistenței la coroziune care

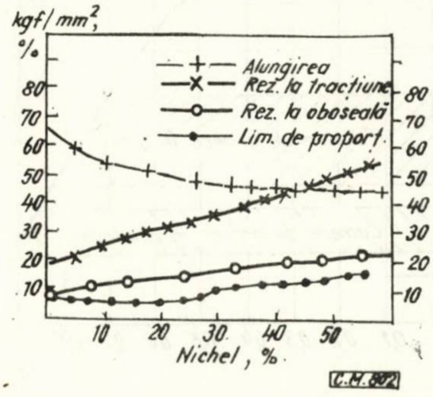


Fig. 2

după Faik [5] în cazul unor aliaje cu conținut diferit de nichel se prezintă în figura 3, la o solicitare în soluție de sare după 185 zile.

În soluții alcaline rezistența la coroziune în funcție de conținutul de nichel și comparativ cu cuprul este sintetizată în tabela 1.

Tabela 1

Materialul	Pierderi prin coroziune g/m^2 zi in soluţie de sodă caustică		
	Concentraţia soluţiei 60% la temperatura 150–177°C	Concentraţia soluţiei 60% la temperatura 150–260°C	Sodă caustică topită 400–410°C
Nichel	0,6	1,2	5,5
Monel	2,9	8,2	32,4
Cu Ni 70/30	3,4	12,7	422
Cu Ni 80/20	3,8	13,2	468
Cupru (0,43% As)	25,4	57,4	4 900

Dintre celelalte elemente însoţitoare o influenţă pozitivă asupra rezistenţei la coroziune o prezintă adaosurile mici de fier şi mangan.

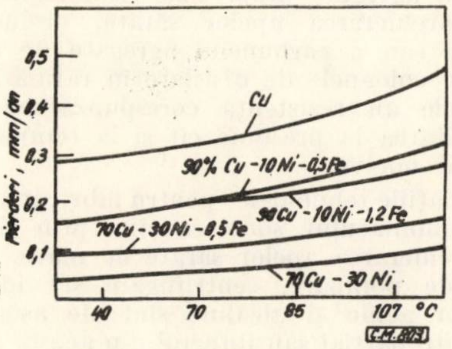


Fig. 3

Mai mulţi cercetători au stabilit optimul acestor adaosuri la 0,3–1% fier şi 0,25 pînă la 2% mangan.

Peste concentraţii de 1% fierul poate produce coroziune de fisurare, lucru pentru care nu este indicat în asemenea proporţii.

3. *Elaborarea şi prelucrarea aliajelor. Proprietăţi mecanice şi tehnologice*

Elaborarea aliajelor cupru-nichel este indicat a se face în cuptoare electrice cu inducţie, pornind de la materii prime de concentraţie înaltă, adică cupru şi nichel rafinate prin electroliză. Deşeurile proprii pot fi utilizate cu multă grijă în ceea ce priveşte controlul compoziţiei lor chimice. Este indicat să se pornească de fapt de la anumite prealiaje- Cu-Ni, în funcţie de concentraţia finală a aliajului pe care îl elaborăm.

Ca materiale auxiliare se folosesc pentru protecţie mangalul, sticlă pisată şi criolita, iar ca dezoxidanţi cupru fosforos.

În creuzetul de grafit preîncălzit se introduc materiile prime dozate şi debitate în bucăţi mici, acoperindu-se cu un strat din mangal pentru protecţie. În timpul topirii se completează stratul de mangal în aşa fel ca protecţia băii să fie sigură.

După topire se execută dezoxidarea, cantitatea de CuP_{11} fiind de circa 0,20% din greutatea şarjei.

Amestecarea băii metalice în timpul topirii se face cu bare de grafit.

Turnarea aliajului se face în cochile metalice preîncălzite. Temperatura de turnare este funcţie de concentraţie, controlul acesteia urmînd a se face cu un termocuplu de imersie sau cu pirometrul optic. În cadrul experimentărilor proprii [6] pentru un aliaj Cu–Ni (70/30) turnarea s-a făcut la 1 350 °C iar pentru un aliaj Cu–Ni (96–4) la 1 200 °C.

În timpul turnării trebuie acordată o deosebită atenţie pentru a se reţine în zgură stratul protector al băii.

După turnare se execută curăţirea şi se înlătură reţeaua de turnare şi maselotele. Decojirea în cazul turnării unor semifabricate se face mecanic.

Forjarea se execută liber cu preîncălzire pînă la 850–900 °C. Scăderea temperaturii în timpul forjării sub 600 °C poate determina fisurarea materialului.

În continuare aliajele se prelucrează uşor fie prin tragere fie prin deformare la cald şi la rece.

În cadrul cercetărilor proprii s-a studiat un aliaj cupru-nichel cu concentraţia de nichel de circa 6%. Structura aliajului este formată din soluţia solidă a nichelului în cupru, după cum se arată în figura 4, la mărire 120 :1.

Evoluţia durităţii acestui aliaj în timpul prelucrării a fost următoarea :

— turnarea în bare cu diametrul de 56 mm 70 daN/mm^2;

— forjarea pînă la diametrul de 24 mm —73 daN/mm^2;

— tragerea la rece pînă la diametrul de 20 mm. 115 daN/mm^2.

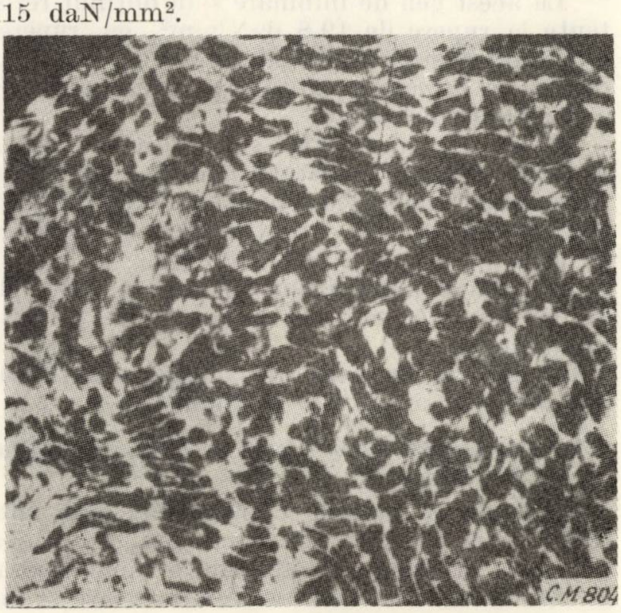


Fig. 4

În ceea ce priveşte restul proprietăţilor mecanice în stare trasă, la acestea au fost următoarele :

— rezistenţa la rupere 37,6 daN/mm^2;
— alungirea relativă $\delta = 5 \ldots 18\%$
— gîtuirea 75%

După cum se remarcă aliajele confirmă proprietăţile de rezistenţă şi plasticitate mari cunoscute din literatura de specialitate.

4. *Sudarea aliajelor*

Construcţiile metalice pentru confecţionarea cărora se utilizează aliaje cupru-nichel se realizează mai ales prin îmbinări sudate.

Datorită avidităţii mari faţă de oxigen a cuprului sudarea acestor aliaje se face utilizînd metode de lucru în arc electric în care protecţia băii se face cu gaze inerte. De asemenea se utilizează sudarea cu gaz oxiacetilenic şi lipirea tare.

După [1] materialele de adaos care se utilizează trebuie să conţină în cantităţi mici şi elemente modificatoare ca niobiu, titan, aluminiu care au rostul să asigure formarea unei granulaţii fine în metalul depus în zona influenţată termic. Pentru lipire se recomandă ca material de adaos alamele cu argint.

Folosind aliaje elaborate experimental, autorul a utilizat pentru sudarea acestor aliaje procedeele WIG şi MIG cu protecţia băii făcută cu argon.

Regimul tehnologic la procedeul WIG a fost următorul:

— sudarea în curent continuu cu polaritate directă, diametrul electrodului de wolfram 3,2 mm, curentul 200 A la table groase de 4 mm, tensiunea 20 V. Materialul de adaos a fost cuprul electrolitic cu diametrul de 2,4 mm, datorită lipsei unui aliaj Cu—Ni în formă de sîrmă.

La acest gen de îmbinare s-au obţinut rezistenţe la rupere de 19,8 daN/mm^2, cu ruperea în îmbinare şi cu o granulaţie mare a metalului depus, ca urmare a calităţii necorespunzătoare a metalului de adaos.

Pentru procedeul MIG s-a folosit tot curent continuu însă cu polaritate inversă şi cu acelaşi material de adaos ca la procedeul WIG. Curentul de sudare a fost 225 A iar tensiunea 25 V. Viteza de rulare a sîrmei a fost 2 m/min.

Rezistenţa îmbinărilor sudate a fost de 21 daN/mm^2 cu ruperea de asemenea produsă în îmbinare.

La ambele procedee de sudare s-a utilizat un debit de argon de 14 l/min.

5. *Posibilităţi de utilizare a aliajelor cupru-nichel în industrie*

Cu toate că aliajele cupru-nichel sînt inferioare celor de tip cupru-molibden, asimilarea în ţară a acestora ar contribui în mod esenţial la eliminarea unor eforturi valutare care se fac pentru import.

Asemenea aliaje sînt folosite în primul rînd pentru confecţionarea ţevilor utilizate în construcţii navale (Cu, Ni 5 Fe) sau pentru ţevile condensatoarelor maşinilor cu abur (Cu Ni 10 Fe; Cu Ni 20 Fe; Cu Ni 30 Fe). De asemenea aceste aliaje se utilizează şi la preîncălzitoarele de apă la instalaţii energetice.

Aliajele cu peste 30% nichel rezistă bine în apa sărată impurificată cu substanţe organice şi suspensii de particule solide.

Astfel, instalaţiile pentru depozitarea şi transportul acidului sulfuric de concentraţie 80% se construiesc din aliaje Cu-Ni 30 Fe. Acelaşi aliaj este utilizat pentru agregate de depozitare şi transport, a fenolului, uleiului de rafinării, ţiţeiului brut.

Mai importante sînt însă utilizările acestor aliaje în agregate propriu-zis tehnologice cum ar fi prelucrarea apelor sărate, prelucrarea ţiţeiului sau a cărbunelui agregate de distribuţie în coloanele de distilare în rafinării etc.

Aliajele au rezistenţa corespunzătoare atît la solicitarea la presiune cît şi la temperaturi şi medii nocive.

Instalaţiile tehnologice pentru fabricarea fluorului, amoniacului, sodei caustice prin electroliză, prelucrarea apelor sărate de mare, instalaţiile de pompare, centrifugare şi vidare a soluţiilor acide şi alcaline sînt de asemenea construite parţial sau integral din aceste aliaje.

O parte din aliajele cupru-nichel se folosesc şi în electrotehnică, astfel din aliajele cu 45% nichel se confecţionează termocupluri sau rezistenţe electrice.

De asemenea din aliaje cupru-nichel se confecţionează şi electrozi pentru sudarea electrică prin rezistenţa în puncte a tablelor subţiri.

Astfel [6] folosind saemenea electrozi la sudarea unor table din oţel carbon obişnuit calitatea OL 37 cu grosimea de 1 mm a realizat circa 1 500 puncte de sudură înregistrînd o pierdere de greutate de numai circa 2,3%, situaţie net superioară faţă de utilizarea unor electrozi din cupru pur.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Katz, W.* Kupfer-Nickel Legierungen im Apparatebau Werkstoffe und Korrosion, nr. 12, 1964.

[2] *Moga, Al.* Materiale noi în construcţia de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[3] *Maltev, M. V.* Metallografia tvotnîh metallov i splavov. Moscova, 1960.

[4] *Hawthorn, L. H., Burth, R. F.* Welding Journal, 35, 1956.

[5] *Faik, F. W.* Corrosion of Metals in Salt Water. Research and Development Progr. Rpt., nr. 46 (1960) Batelle Memorial Institute.

[6] *Şontea, S.* Tehnologia de elaborare a aliajelor cupru-nichel (manuscris) 1969.

CZ 621.43.04

Utilizarea diagramei I—X pentru amestecul vapori de benzină-aer în procesul de formare a amestecului carburant la motoare cu aprindere prin scînteie

Ing. Maria ȘOVA – Universitatea din Brașov

Caracteristicile unui motor cu aprindere prin scînteie, depind în mare măsură de formarea unui amestec cît mai omogen. În acest scop, pulverizarea combustibilului trebuie să fie foarte fină, iar vaporizarea lui cît mai completă, procese care depind de temperatură și presiune. Însă, cum acești parametri variază cu regimul de funcționare al motorului, are loc o separare de combustibil lichid, sub forma unei pelicule care înaintează în șuvițe către cilindrii motorului, provocînd o distribuție neuniformă a amestecului în aceștia.

Unii cercetători [2] afirmă că pelicula de combustibil nu ar fi cauza principală a distribuției neuniforme a amestecului în cilindrii motorului, ci picăturile de combustibil, care în deplasarea curentului de amestec au o inerție mare.

Un procedeu deosebit de adecvat pentru examinarea stărilor amestecului carburant constă în utilizarea diagramei *i-x* (entalpie — conținut de vapori de benzină într-un kilogram de aer uscat) pentru amestecul vapori de benzină și aer, construită și utilizată de H.J. Henning [3], în vederea cercetărilor sale referitoare la formarea gheții în carburator.

Cu ajutorul acestei diagrame se pot determina: conținutul de combustibil atît sub formă de vapori cît și sub formă de lichid al aerului, conținutul de vapori de apă și starea de ceață (respectiv gheață), precum și temperaturile obținute în carburator.

Această diagramă este construită pentru 1 kg de aer uscat, are ca temperatură de referință 0°C, pentru care entalpia aerului uscat este zero. Liniile de entalpie constantă sînt astfel construite, încît izoterma de 0°C să se suprapună cu axa absciselor. Curbele limită de saturație sînt reprezentate pentru presiuni totale de 1; 0,8; 0,6; 0,4 ata.

Diagrama $i-x$ pentru vapori de benzină-aer este construită pentru un număr limitat de componenți ai benzinei și anume pentru hexan, heptan, octan, componenți ai căror puncte de fierbere sînt situate pe caracteristica de vaporizare de echilibru.

Umiditatea aerului se poate lua în considerație dintr-o diagramă separată, în funcție de temperatură și conținutul de umiditate al aerului (fig. 1. b).

După cum afirmă constructorul acestei diagrame, ea poate fi folosită în practică cu suficientă exactitate [3].

Construcția dreptei de amestec în diagrama $i-x$

Adaosul de x_k kg de combustibil la 1 kg de aer uscat, se poate reprezenta printr-o dreaptă, exemplificată în figura 1 a, prin segmentul $\overline{A_1B_1}$. Punctul inițial A_1 corespunde temperaturii aerului uscat, iar direcția acestei drepte este dată de creșterea de entalpie prin adaosul de combustibil

$$\frac{\Delta i}{\Delta x_k} = c_{pk_f} \cdot t_A \qquad (1)$$

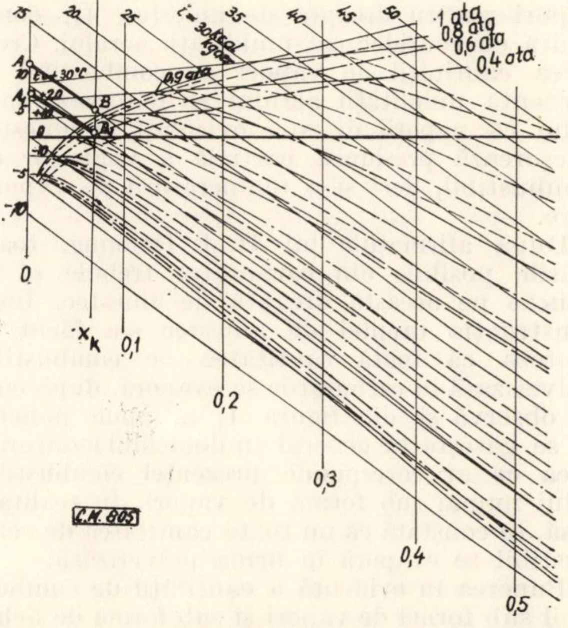


Fig. 1. a. Construcția dreptei de amestec pentru aer uscat și umed:

AB – dreapta de amestec pentru aer umed; A_1B_1 – dreapta de amestec pentru aer uscat.

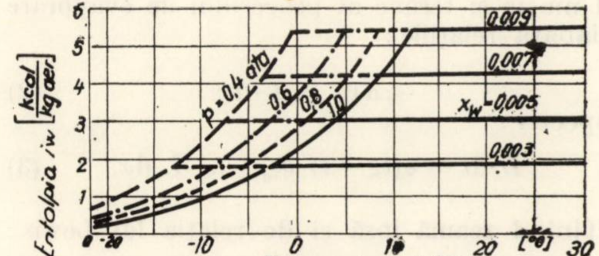


Fig. 1, b. Entalpia i_w a umidității din aer în funcție de temperatură și presiune.

Luînd în considerare umiditatea aerului, punctul A_1 al dreptei de amestec se va deplasa în punctul A cu o distanță egală cu entalpia i_w a vaporilor de apă, citită în diagrama anexă din figura 1, b, în funcție de temperatură și conținutul de umiditate al aerului. Punctul B al dreptei de amestec se determină la intersecția direcției dreptei de amestec cu linia de conținut constant de combustibil al aerului. Intersecția dreptei de amestec cu curba limită corespunzătoare presiunii totale a amestecului, determină pe abscisă cantitatea de combustibil sub formă de vapori și sub formă de lichid, existentă în amestec.

Dacă se compară dreapta de amestec $\overline{A_1B_1}$ cu dreapta de amestec AB, se constată o creștere a cantității de combustibil sub formă de vapori pentru dreapta de amestec $\overline{AB}$ construită cu considerarea umidității aerului. Creșterea cantității de vapori de combustibil în prezența umidității aerului se datorează faptului că vaporii de apă existenți în amestec micșorează presiunea parțială a vaporilor de combustibil, deci și a temperaturii de vaporizare.

După afirmațiile lui H. J. Henning, toate stările posibile din carburator trebuie să se situeze pe această dreaptă de amestec. **Însă, construcția dreptei de amestec s-a făcut în ipoteza că toată cantitatea de combustibil pulverizată în carburator se evaporă, după cum se observă și din figura 1, a, unde punctul B se găsește în general în domeniul nesaturat, ceea ce ar corespunde prezenței combustibilului numai sub formă de vapori. În realitate însă, se constată că nu toată cantitatea de combustibil se evaporă în urma pulverizării.**

Punerea în evidență a cantității de combustibil sub formă de vapori și sub formă de lichid din amestecul carburant, se poate face printr-o analiză termodinamică mai complexă a procesului de evaporare.

Din examinarea figurii 2, rezultă pentru bilanțul masic și termic al procesului de evaporare adiabată relațiile :

$$-\,\mathrm{d}W = L\cdot\mathrm{d}x \tag{2}$$

respectiv

$$L\cdot\mathrm{d}i = \alpha(tg - t)\cdot d_{f_g} + i_{d_g}\cdot L\cdot\mathrm{d}x. \tag{3}$$

Ținînd seamă însă și de relația lui Lewis :

$$-\,\mathrm{d}W = \sigma\,(x_g - x)\cdot d_{f_g} \tag{4}$$

se obține pentru calculul coeficientului unghiular al direcției transformării de stare a aerului expresia :

$$\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}x} = \frac{c_p\,(tg - t)}{\dfrac{\sigma\cdot c_p}{\alpha}\cdot(x_g - x)} + i_{d_g} \tag{5}$$

Construcția grafică a acestei direcții $\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}x}$ se poate urmări în figura 3. Pe izoterma de saturație t_g, s-a luat segmentul $\overline{FG}$, considerat

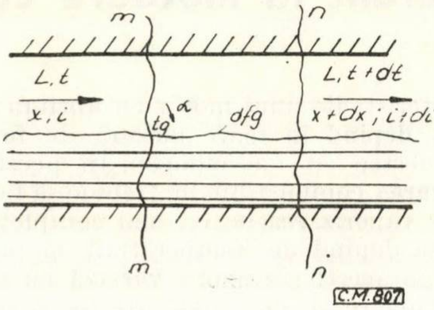


Fig. 2. Evaporarea în conductă.

egal cu unitatea și s-a multiplicat cu coeficientul lui Lewis, $\frac{\sigma\cdot c_p}{\alpha}$. Punctul obținut G_α determină sensul direcției transformării de stare a aerului (segmentul $\overline{LG_\alpha}$).

Determinarea coeficientului lui Lewis

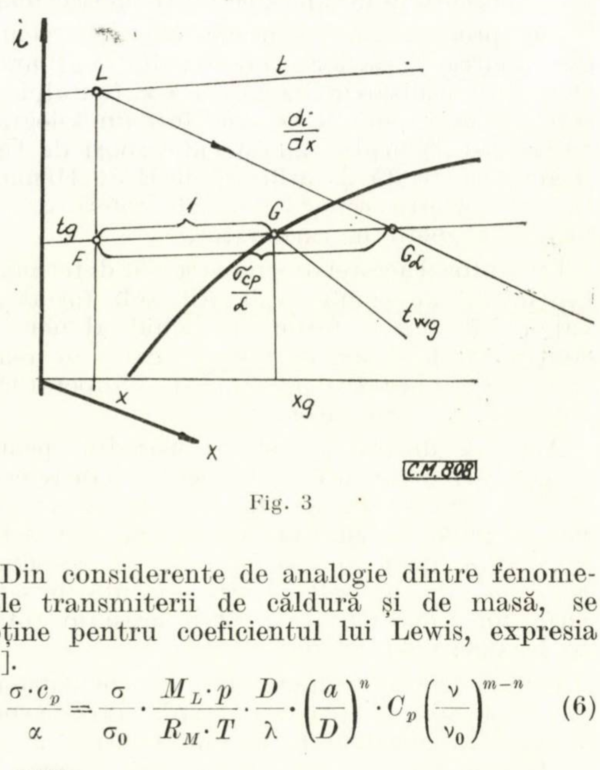


Fig. 3

Din considerente de analogie dintre fenomenele transmiterii de căldură și de masă, se obține pentru coeficientul lui Lewis, expresia [1].

$$\frac{\sigma\cdot c_p}{\alpha} = \frac{\sigma}{\sigma_0}\cdot\frac{M_L\cdot p}{R_M\cdot T}\cdot\frac{D}{\lambda}\cdot\left(\frac{a}{D}\right)^{n}\cdot C_p\left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{m-n} \tag{6}$$

în care

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{M_d}{M_L}\cdot\frac{\ln\dfrac{\dfrac{M_d}{M_L} + x_g}{\dfrac{M_d}{M_L} + x}}{x_g - x} \tag{7}$$

iar m și n fiind coeficienți determinați pe cale experimentală.

Greutatea moleculară a combustibilului considerată în construcţia diagramei $i-x$ s-a determinat cu relaţia :

$$M_d=\int_{\psi_i=0}^{\psi_i=1} M_i\cdot d\,\psi_i = 97{,}8 \text{ [kgf/kmol]} \qquad (8)$$

în care ψ_i sînt participaţiile molare ale componenţilor, respectiv $\psi_{\text{Hexan}} = 0{,}4$; $\psi_{\text{Heptan}} = 0{,}4$; $\psi_{\text{Octan}} = 0{,}2$[3].

Pentru calculul raportului $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ se consideră $x = 0$ (punctul A pe diagrama $i-x$).

Pentru deducerea conţinutului de vapori la saturaţie, x_g, se trasează în diagrama $i-x$, prin punctul A o paralelă la linia de entalpie constantă pînă intersectează curba limită de saturaţie corespunzătoare presiunii din conducta de admisie, obţinînd punctul G (fig. 4).

În dreptul punctului G, se citeşte pe abscisă valoarea x_g.

Calculul coeficientului de difuzivitate termică s-a făcut după relaţia :

$$a = \frac{\lambda}{\rho\cdot c_p} \qquad (9)$$

unde

$$\lambda = r_L\cdot\lambda_L + r_d\cdot\lambda_d \qquad (10)$$

r_L şi r_d reprezentînd participaţiile volumice ale aerului, respectiv ale vaporilor de benzină, calculate după relaţiile (11) şi (12) :

$$r_L = \frac{\frac{g_L}{M_L}}{\frac{g_L}{M_L}+\frac{g_d}{M_d}} \qquad (11)$$

$$r_d = \frac{\frac{g_d}{M_d}}{\frac{g_L}{M_L}+\frac{g_d}{M_d}} \qquad (12)$$

g_L şi g_d constituind participaţiile gravimetrice masice ale aerului, respectiv ale vaporilor de benzină, calculate după relaţiile (13)

$$g_L = \frac{1}{1+x};\quad g_d = \frac{x}{1+x} \qquad (13)$$

Pentru determinarea densităţii amestecului carburant, s-a utilizat relaţia (14) :

$$\rho = \frac{1+x}{\frac{M_d}{M_L}+x_g}\cdot\frac{M_d\cdot p}{R_M\cdot T} \qquad (14)$$

iar pentru căldura specifică c_p, relaţia (15)

$$c_p = \sum_{i=1}^{i=2} c_{pi}\cdot g_i = c_{pL}\cdot g_L + c_{pd}\cdot g_d \qquad (15)$$

Calculul căldurii specifice a combustibilului sub formă de vapori s-a făcut după metoda lui C.J.Dobratz [5], care indică următoarea relaţie :

$$c_{p_d} = 4\cdot R_M + \frac{a\cdot R_M}{2} + (q'\cdot c'_v + q''\cdot c''_v + \,..)$$
$$+\frac{3n-6-a-\Sigma q}{\Sigma q}\cdot(q'\cdot c'_\gamma + q''\cdot c''_\gamma + \ldots) \qquad (16)$$

în care :

n este numărul total de atomi ;
q — numărul de legături ;
a — numărul de atomi de carbon ;

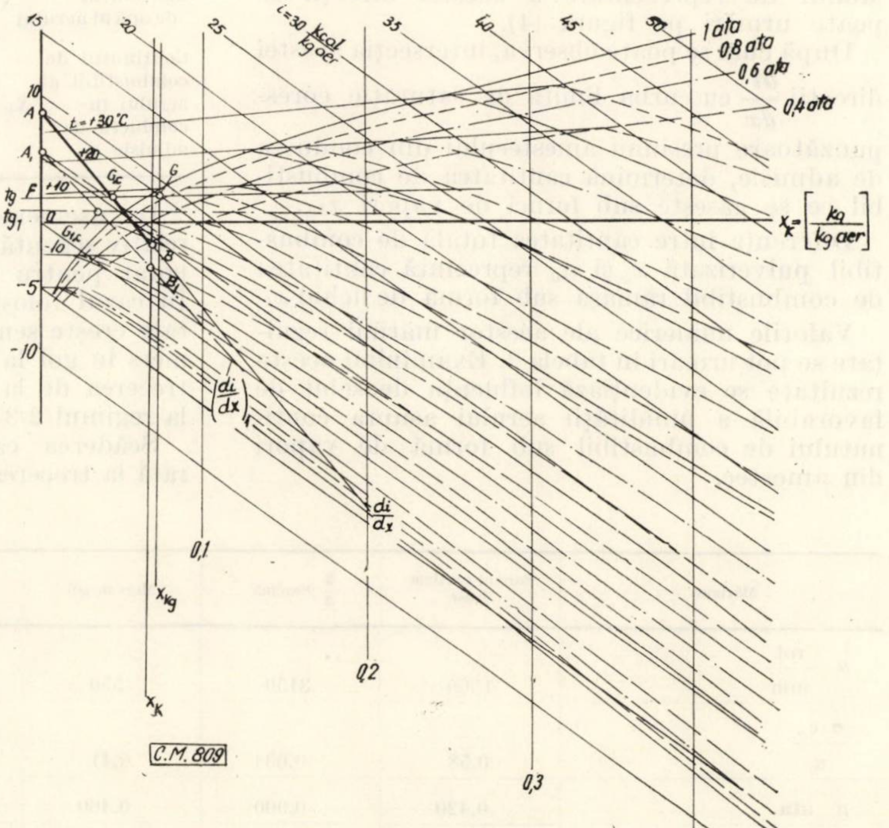


Fig. 4. Construcţia direcţiei transformării de stare a aerului la regimul $\frac{2}{3}$ sarcină ;

AB – pentru aer umed ; A_1B_1 – pentru aer uscat.

R_M — constanta generală a gazelor perfecte ;
$c'_v, c''_v, c'_\gamma, c''_\gamma$ — funcţii dependente de temperatură ;
q', q'' — numărul diferitelor legături dintre atomi.

Calculul coeficientului de difuziune D s-a făcut după relaţia (17) :

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^2 \cdot \frac{1}{p} \qquad (17)$$

în care D_0 reprezintă coeficientul de difuziune la starea normală tehnică [6].

Valoarea exponenţilor m şi n adoptaţi : $n = 0{,}3 \div 0{,}4$; $m \cong 0{,}6$, pentru $Re = 10^3 \div 10^4$ [6].

Valoarea coeficientului lui Lewis $\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha}$ s-a determinat pentru patru regimuri de funcţionare ai căror parametrii funcţionali sînt reprezentanţi în tabela 1 [3].

Determinarea acestui coeficient a permis să se reprezinte în figura 3, direcţia transformării de stare a aerului în conducta de admisie. Modul de reprezentare a acestei direcţii se poate urmări pe figura (4).

După cum se poate observa, intersecţia acestei direcţii $\frac{di}{dx}$ cu curba limită de saturaţie corespunzătoare presiunii amestecului din conducta de admisie, determină cantitatea de combustibil ce se găseşte sub formă de vapori x_{kd}.

Diferenţa între cantitatea totală de combustibil pulverizată x_k şi x_{kd} reprezintă cantitatea de combustibil rămasă sub formă de lichid x_{k_j}

Valorile numerice ale acestor mărimi rezultate se pot urmări în tabela 2. Examinînd aceste rezultate se evidenţiază influenţa deosebit de favorabilă a umidităţii aerului asupra conţinutului de combustibil sub formă de vapori din amestec.

Tabela 1

Parametrii funcţionali			Mers în gol	Sarcini parţiale joase	$\frac{2}{3}$ Sarcină	Pornire
Turaţie n		$\frac{\text{rot}}{\text{min}}$	550	1500	3150	1170
Putere N_e		CP	0,4	3,5	34,6	2,7
Consumul de combustibil	b	$\frac{\text{dm}^3}{\text{h}}$	1,5	2,9	11,9	4,7
Debitul de aer	L_v	$\frac{\text{dm}^3}{\text{h}}$	7,8	22,0	105,8	20,0
Umiditate relativă	φ	%	45	45	25	47
Temperatura aerului	t_L	°C	19,5	22,0	24,3	20,0
Presiunea în conducta de admisie	p	ata	0,460	0,420	0,900	0,560
Conţinutul de apă al aerului	X_w	$\frac{\text{kgf}}{\text{kgf aer}}$	0,0067	0,007	0,0049	0,007
Conţinutul de combustibil al aerului în conducta de admisie	X_k	$\frac{\text{kgf}}{\text{kgf aer}}$	0,117	0,081	0,068	0,143

De asemenea, se poate observa o variaţie relativ scăzută a cantităţii de combustibil evaporat pentru aer uscat, cu mărimea sarcinii. În cazul folosirii aerului umed, această cantitate creşte sensibil la trecerea de la regimul de mers în gol la sarcini parţiale joase şi scade la trecerea de la regimul sarcinilor parţiale joase la regimul 2/3 sarcină.

Scăderea cantităţii de combustibil evaporată la trecerea de la regimul sarcinilor parţiale

Tabela 2

Mărimea	Sarcini parţiale joase	$\frac{2}{3}$ Sarcină	Mers în gol	Pornire	Observaţii
n $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$	1500	3150	550	1170	
$\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha}$	0,58	0,634	0,41	0,514	
p ata	0,420	0,900	0,460	0,560	
X_{kd} $\frac{\text{kgf}}{\text{kgfaer}}$	0,067	0,0515	0,0471	0,054	Pentru aer umed
X_{kf}	0,014	0,0165	0,0699	0,089	
X_{kf} %	17,3	24,3	59,6	62,3	
X'_{kd} $\frac{\text{kgf}}{\text{kgfaer}}$	0,043	0,043	0,0442	0,0457	Pentru aer uscat
X'_{kf}	0,038	0,025	0,0732	0,0973	
X'_{kf} %	47	36,7	62,6	68	
X_{kd_m} $\frac{\text{kgf}}{\text{m}}$	$0{,}41 \cdot 10^{-4}$	$0{,}665 \cdot 10^{-4}$	$0{,}318 \cdot 10^{-4}$	$0{,}44 \cdot 10^{-4}$	Cantit. combust. evaporat pe m. lung. cond.

joase la 2/3 sarcină se poate explica printr-o sărăcie a amestecului datorită inerţiei termice a motorului, micşorînd în intensitate vaporizarea combustibilului şi îndeosebi a fracţiunilor grele.

Deşi are loc, între aceste două regimuri de funcţionare, o scădere a cantităţii de combustibil evaporat, totuşi se resimte influenţa umidităţii aerului, care provoacă o creştere a acestei cantităţi faţă de folosirea aerului uscat.

Această metodă de analiză a procesului de formare a amestecului carburant cu ajutorul diagramei $i-x$ pentru amestecul aer-vapori de benzină, permite aşadar, cu destulă exactitate, stabilirea stărilor termodinamice ale amestecului carburant pe conducta de admisie, în scopul acţionării în direcţia obţinerii unui amestec carburant cît mai omogen.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bosnjacovič, Fr.* ,,Technische Thermodynamik'' vol. II· Verlag Theodor Steinkopff Dresden und Leipzig, 1965·
[2] *Löhner, K.* şi *Müller, H.* ,,Gemischbildung und Verbrenung im Ottomotor. Springer Verlag Wien-New York, 1967.
[3] *Henning, H. J.* ,,Zur Berechnung des Zustandes im Vergaser''. ATZ. nr. 10, 1961.
[4] *Aramă, C.* ,,Instalaţii pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere intrnă''. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
[5] *Orlicek-Pöll.* ,,Hilfsbuch für den Mineralöltechniker, 1951.
[6] *Sitkei, G.* ,,Formarea amestecului şi arderea în motoarele cu carburator''. Editura Academiei Budapesta, 1969.

◆

CZ 629.113.012.8.001.13

Unele particularităţi privind proiectarea suspensiei combinate cu arc nemetalic suplimentar, cu caracteristică neliniară*

Ing. N. TOŞEV – Republica Populară Bulgaria

Mărirea vitezei tehnice medii şi sporirea productivităţii automobilului, creşterea confortului călătoriei şi necesitatea atenuării stării de oboseală a conducătorului reclamă perfecţionarea suspensiei şi îmbunătăţirea confortabilităţii, ceea ce se obţine prin utilizarea în cadrul suspensiei a unui element elastic cu caracteristică progresivă.

Astfel au o largă aplicaţie practică suspensiile combinate din elemente de bază şi auxiliare elastice, cu caracteristică liniară sau neliniară, care sînt legate şi lucrează astfel încît să asigure suspensiei automobilului o caracteristică neliniară.

Necesitatea utilizării suspensiei cu caracteristică pentru autocamioane şi autobuze este determinată de marea variaţie a sarcinii utile care, în cazul suspensiei cu caracteristică liniară, provoacă creşterea frecvenţei oscilaţiilor libere pentru vehiculul neîncărcat faţă de cel încărcat şi reduce substanţial confortabilitatea lui. Iată de ce în construcţia suspensiei există tendinţa de a realiza o caracteristică progresivă de funcţionare care să asigure reducerea diferenţei dintre frecvenţa oscilaţiilor libere ale pieselor suspendate la automobilul gol şi încărcat, la o mică amplitudine a acestor vibraţii.

Ideală în acest sens ar fi suspensia cu caracteristică progresivă (fig. 1) care se determină după formula [1]:

$$F = F_c e^{\frac{f}{f_c}} - 1, \tag{1}$$

în care:

F_c este sarcina statică a arcului automobilului gol, pentru o valoare f_c a săgeţii suspensiei.

Tendinţa este ca suspensia să aibă o caracteristică apropiată de cea ideală, ceea ce se obţine, cu totul aproximativ, prin suspensia combinată cu ajutorul a două – trei elemente elastice cu caracteristică liniară sau neliniară, intrînd consecutiv şi paralel în acţiune, unul avînd rolul arcului de bază, iar celălalt de arc auxiliar.

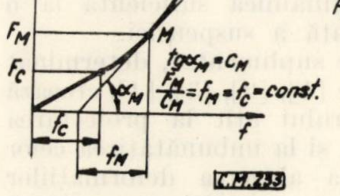


Fig. 1

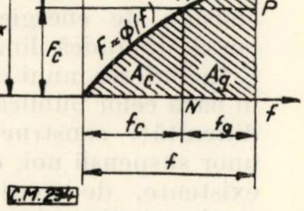


Fig. 2

Lucrul mecanic de deformare pînă la maximum a suspensiei complet descărcate se exprimă prin suprafaţa haşurată indicată în figura 2, iar analitic prin formula:

$$A = \int_0^f F\,d f = \int_0^f \Phi(f)\,d f, \tag{2}$$

---

* Din Maşinostroene no. 12/1971, pag. 517

în care :

$F = \Phi\ (f)$ este caracteristica suspensiei, iar

$$f = f_c + f_\partial ,$$

în care :

f_c este deformarea statică a suspensiei ;

f_∂ este deformarea dinamică a suspensiei.

Dacă F_c şi F_∂ reprezintă încărcarea statică şi cea dinamică a suspensiei, consumul de energie total poate fi considerat ca o sumă :

$$A = A_c + A_\partial .$$

Valoarea consumului de energie nu poate fi nedeterminată. Ea este limitată pe de o parte prin construcţia suspensiei, iar pe de altă parte de încărcarea maximă admisă de materialul arcurilor.

În cazul suspensiei cu caracteristică liniară, calităţile acesteia vor fi optime dacă $f_c = f_\partial$ $(f = 2\ f_c)$ [1], adică după diagrama din figura 2 suprafaţa tringhiului OMN este egală cu aceea a triunghiului MPQ sau :

$$A_\partial = A_c + F_c f_c.$$

Adesea la un automobil nou proiectat $f_c > f_\partial$ şi $f < 2\ f_c$, deoarece la creşterea deformaţiei f se îngreuiază montarea elementului elastic şi se cheltuieşte material în plus. Acelaşi lucru s-ar fi obţinut şi la îmbunătăţirea unei suspensii construite dacă în situaţia existentă $(f_{c_1} = f_{\partial_1}, f_1 = 2\ f_{c_1}$ şi $A_{\partial_1} = A_{c_1} + F_{c_1} f_{\partial_1})$ se micşorează numărul foilor arcurilor (suspensia liniară a arcurilor) ; la noua suspensie se va obţine $f_{c_2} > f_{\partial_2}$ păstrînd $f_2 = f_1$ şi $A_{\partial_2} < A_{c_2} + F_{c_1} f_{\partial_2}$.

Este clar că, în acest caz, este necesară folosirea unui arc suplimentar (crearea unei caracteristici neliniare) care să asigure un consum de energie dinamică suficientă la o cursă dinamică limitată a suspensiei.

Includerea unui arc suplimentar, determinat în baza celor publicate [1], [2], [3], [4], creează dificultăţi constructorului atît la proiectarea unor suspensii noi, cît şi la îmbunătăţirea celor existente, deoarece la alegerea deformaţiilor statice şi dinamice ale suspensiei se consideră nu numai necesitatea obţinerii unor frecvenţe reduse ale oscilaţiilor şi mişcarea echilibrată a automobilului dar şi utilizarea corespunzătoare a factorului dinamic, excluzînd necorespondenţa dintre consumul de energie a suspensiei şi parametrii de construcţie a automobilului.

În acest caz este foarte important să se asigure intrarea lină în acţiunea a arcului auxiliar, adică variaţia lină a forţei elastice pentru întreaga cursă activă.

La variaţia bruscă a forţei elastice în cazul folosirii suspensiei cu caracteristică progresivă „frîntă" (fig. 1) pot apărea solicitări suplimentare (de inerţie) în momentele de cuplare şi decuplare a elementelor elastice suplimentare datorită variaţiei vitezei la variaţia verticală a maselor suspendate sub acţiunea impulsurilor (loviturilor) ce se produc [5]. Aceasta se referă la suspensiile combinate la care elementul elastic de bază şi cel suplimentar sînt metalice (arcuri din foi, spirale, de torsiune).

În ultimii ani, la automobile, se aplică tot mai mult suspensiile combinate cu arcuri de bază cu caracteristică liniară (arcuri foi etc.) şi arcuri suplimentare cu caracteristică neliniară (arcuri de cauciuc tubular etc) care intri în acţiune în urma unei anumite deformără ale suspensiei.

Suspensiile combinate, compuse dintr-un arc de bază cu caracteristică liniară sau apropiată de aceasta şi un arc suplimentar de cauciuc, de regulă gol, au un defect comun şi anume că rigiditatea arcului de bază se schimbă corespunzător cu variaţia încărcăturii statice pe cînd rezistenţa arcului suplimentar rămîne aproximativ constantă, deoarece caracteristicile de elasticitate a arcurilor de cauciuc tubular variază în limite largi [6]. Cele mai bune rezultate se pot obţine cînd se folosesc arcuri de cauciuc tubular caracterizate prin creşterea lină a rezistenţei la deformaţie, începînd cu valori mici. Aceste arcuri suplimentare şi arcuri de cauciuc tubulare au două particularităţi principale : micşorează mult supraîncărcările datorite inerţiei în momentele cuplării şi decuplării lor şi, datorită caracteristicii neliniare, măresc artificial cursa dinamică a suspensiei peste deformaţiile statice. Aceste două particularităţi sînt substanţiale la arcurile de cauciuc tubulare (arcuri nemetalice cu caracteristică neliniară), dînd posibilitatea folosirii lor ca arcuri suplimentare. Introducerea lor în acţiune sau scoaterea se face independent de poziţia respectivă cînd nu este influenţată rezistenţa elementelor elastice cu acţiune comună, pentru obţinerea oscilaţiilor libere optime şi un consum suficient de energie la orice sarcină, arcul suplimentar de cauciuc tubular trebuind să fie astfel cuplat încît, prin caracteristica suspensiei combinate obţinute, să fie îndeplinită condiţia :

$$F_{\max} = \xi\, F_c, \qquad (3)$$

în care :

$F_{\max}$ este sarcina maximă pe care o poate suporta suspensia ;

F_c — sarcina statică a suspensiei,

ξ — coeficient de încărcare dinamică $(1{,}8 \div 3)$.

În acest fel este îmbunătăţită suspensia din spate a automobilului „Renault-Dauphine", la care arcul de bază este o spirală cilindrică, iar cel suplimentar-pneumatic cu o rigiditate care crește foarte lin pornind de la zero [7]. Combinația celor două elemente elastice este astfel făcută încît să se asigure o rigiditate mai mică decît cea a suspensiei vechi, compusă numai dintr-o spirală cilindrică, forța fiind preluată numai la sfîrșitul cursei suspensiei ; la cea nouă, cuplarea arcului suplimentar pneumatic în acțiune paralelă cu elementul elastic de bază (spirala cilindrică) se produce înainte de încărcarea statică a automobilului. Dimpotrivă, la suspensia din spate a unui autobuz de 7,5 m lungime, proiectat de NIPKIDA, cuplarea arcului suplimentar — arc de cauciuc tubular 105/140 — în paralel cu arcul de bază — arc de foi (arcul de bază al automobilului GAZ 53 A) — se produce la 12 mm după încărcarea statică, adică arcul suplimentar acționează numai la sarcina dinamică a suspensiei, asigurînd consumul necesar de energie dinamică și o rigiditate redusă a suspensiei. Caracteristica suspensiei din spate și a elementelor elastice ale automobilului 7,5 m (NIPKIDA), fără a lua în seamă influența pneului, este arătată în figura 3, iar frecvența oscilațiilor caroseriei asupra axului din spate — conform încercărilor făcute la autobuzul neîncărcat — este de 75 oscilații/min, și de 70 oscilații/min pentru autobuzul încărcat.

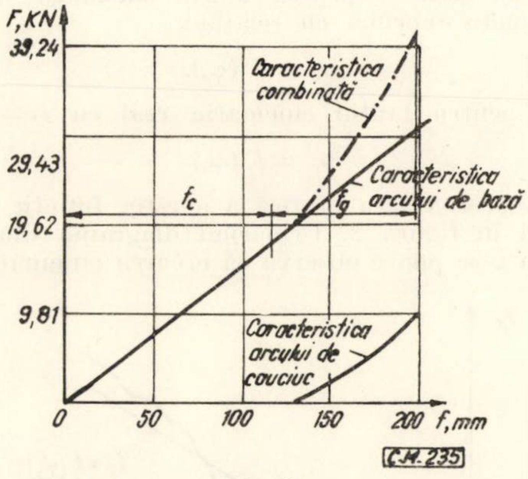


Fig. 3

Metoda descrisă pentru proiectarea suspensiei combinate cu arc suplimentar nemetalic cu caracteristică neliniară permite ca, pentru fiecare caz concret, să se asigure calități corespunzătoare suspensiei, fără a se micșora rezistența elementelor elastice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Parhilovskii, I. G.* Avtomobilnîe listovîe ressorî (Arcuri din foi pentru automobile). Moscova, Mașghiz, 1954.

[2] *Zahaziev, P.* Podbirane na elasticinostta na elemente ot okacivane na kari (Alegerea elasticității elementelor suspensiei vehiculelor). Mașinostroene, 1969.

[3] *Litvinov, A. S., Rotenberg, R. V., Frumkin, A. K.* Sassi, avtomobilea (Șasiul automobilului). Moscova, Mașghiz 1963.

[4] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik blattfedern für Lastwagen und Omnibuse (Calculul arcurilor de foi stratificate, semieliptice pentru autocamioane și autobuze). În : ATZ, nr. 10, 1958.

[5] *Iatenko, N. N., Prutcikov, O. K.* Plavnosti hoda gruzovîh avtomobilei. (Mersul lin al autocamionului). Moscova, Mașghiz, 1969.

[6] *Tenkov, P. L., Toșev, N.* Gumeni kuhi resort (Arcuri de cauciuc gol). Mașinostroene, 1969, kn 8.

[7] *Pebzner, Ia. M.*, Pnevmaticeskie i ghidropneumaticeskie podveski (Suspensii pneumatice și hidropneumatice). Moscova, Mașghiz, 1963.

◆

CZ 621.914.6 : 621.833

Verificări asupra preciziei cinematice a mașinilor de frezat roți dințate

Prof. dr. ing. Alexandru VAIDA și dr. ing. Spiru VELICU — Universitatea din Brașov

La mașinile-unelte care prelucrează suprafețe prin generare complexă, ca de exemplu la mașinile de frezat roți dințate cu freză-melc, precizia de prelucrare depinde nu numai de precizia geometrică și de rigiditatea subansamblurilor componente dar și de precizia cinematică a mașinii și în primul rînd de precizia cinematică a lanțului de generare. În cazul mașinii de frezat roți dințate cu freză-melc, precizia cinematică se referă la lanțul de rulare, care face legătura dintre mișcarea de rotire a frezei-melc și mișcarea de rotire a mesei, respectiv a semifabricatului, și depinde de precizia deplasărilor unghiulare ale frezei în raport cu deplasările unghiulare ale semifabricatului. Abaterile de la raportul teoretic dintre valorile acestor două mișcări reprezintă sursa principalelor erori ale roților dințate.

Factorii care influențează apariția erorilor la prelucrarea dinților roților dințate, pe mașinile de frezat cu freză-melc, sînt indicați în figura 1.

Parametrii de care depind precizia sculei, precizia geometrică și rigiditatea mașinii-unelte pot fi realizați și controlați cu suficientă precizie, valorile cîmpurilor de toleranță fiind cuprinse în standarde. Nu același lucru se poate spune și despre parametrii care influențează precizia cinematică a lanțurilor, respectiv a mașinii-unelte, deoarece încă nu s-au întocmit standarde care să prescrie valorile maxime admisibile ale abaterilor. Acest lucru nu a fost posibil și pentru faptul că, pînă în ultimii ani, nu au existat aparate precise pentru verificarea preciziei cinematice a lanțurilor cinematice.

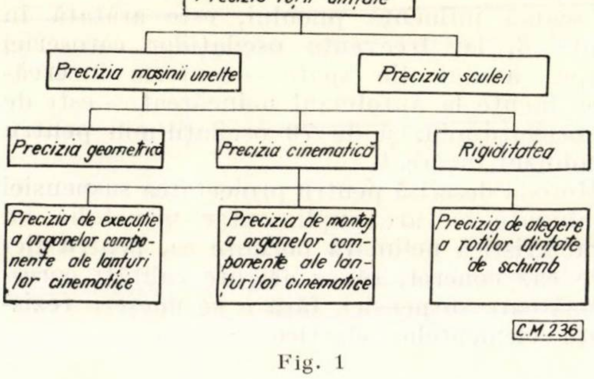

Precizia roții dințate
Precizia mașinii unelte
Precizia sculei
Precizia geometrică
Precizia cinematică
Rigiditatea
Precizia de execuție a organelor componente ale lanțurilor cinematice
Precizia de montaj a organelor componente ale lanțurilor cinematice
Precizia de alegere a roților dințate de schimb
C.M.236

Fig. 1

Importanța cunoașterii factorilor care influențează precizia cinematică și a verificării preciziei de realizare a acestora, devine tot mai accentuată deoarece ponderea procentuală a acestor erori este mult mai mare față de imprecizia geometrică a mașinii-unelte sau a sculei. Acest fenomen se evidențiază mai ales la operațiile de finisare a danturii roților dințate și la prelucrarea roților dințate mari unde abaterile unghiulare, măsurate în unități liniare pe cercul de divizare, acuză valori însemnate.

Dependența dintre valoarea vitezei unghiulare a sculei ω_s și viteza unghiulară a piesei ω_p rezultă din raportul acestora și reprezintă raportul de transmitere i al lanțului cinematic care face legătura dintre aceste două organe finale. Acest raport are forma :

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_p}.$$

Exprimînd vitezele unghiulare sub formă diferențială, în funcție de timp, se obțin relațiile :

$$\omega_s = \frac{d\varphi_s}{dt} \text{ și } \omega_p = \frac{d\varphi_p}{dt},$$

de unde se obține :

$$i = \frac{d\varphi_s}{d\varphi_p} = \text{const.}$$

Pentru a obține generarea precisă a evolventei și dispunerea corectă (divizare) a dinților pe periferia roții, din relația de mai sus rezultă că raportul de transmitere al mișcărilor organelor finale trebuie să fie constant în orice moment al prelucrării.

Această condiție însă nu poate fi realizată decît la un lanț cinematic ideal. În cazul lanțului cinematic real, datorită impreciziilor de prelucrare, de montare a organelor componente ale lanțului cinematic, a jocurilor și deformațiilor elastice cauzate de forțele de așchiere, se constată mereu o anumită abatere de la valoarea constantă a raportului de transmitere.

Mărimea unghiului de rotire a piesei φ_p este funcție de mărimea unghiului de rotire a sculei φ_s, ceea ce pentru lanțul cinematic ideal se poate exprima cu relația :

$$\varphi_p = f_i(\varphi_s),$$

iar pentru lanțul cinematic real cu relația :

$$\varphi_p = f_r(\varphi_s).$$

Reprezentarea grafică a acestor funcții este dată în figura 2. Urmărind diagrama din figura 2 se poate observa că eroarea cinematică, în orice moment al prelucrării, este diferența dintre ordonata funcției ideale și cea a funcției reale.

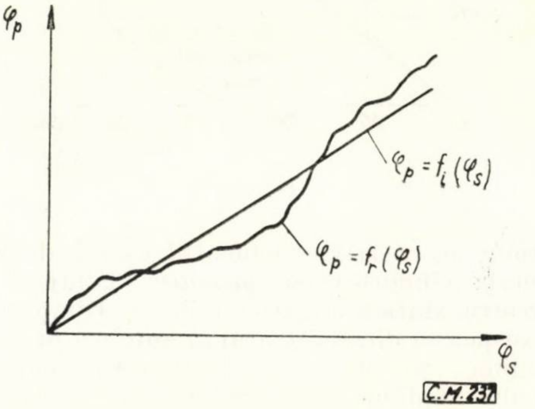


Fig. 2

Dacă se reprezintă grafic funcția erorii cinematice :

$$f_c(E_c) = f_i(\varphi_s) - f_r(\varphi_s),$$

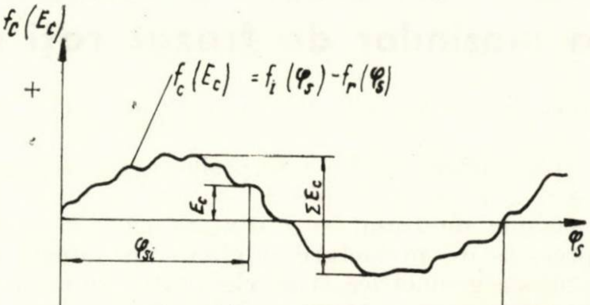


Fig. 3

se obține o diagramă ca în figura 3, de unde se poate deduce eroarea cinematică totală ΣE_c și eroarea cinematică instantanee E_c corespunzătoare unghiului instantaneu al sculei φ_{si}.

Măsurarea preciziei cinematice a lanţului de rulare la maşina de frezat roţi dinţate cu freză-melc reprezintă de fapt înregistrarea funcţiei erorii cinematice a acestui lanţ. Cu aparatul folosit, traductorul seismic pentru măsurarea erorilor de rotaţie DA-180-T-KLINGELNBERG se înregistrează o diagramă continuă care reprezintă tocmai funcţia erorii cinematice, asemănătoare celei din figura 3.

Aparatul, redat în figura 4, se compune din două traductoare *1*, partea electronică *2*, *3* şi din dispozitivul de înregistrare *4*. Traductoarele sînt construite pe principiu seismic, putînd semnala variaţii ale vitezei unghiulare cu frecvenţă peste 1 Hz, cu amplitudini pînă la 2800 microradiani, respectiv 580 secunde unghiulare. Cele două traductoare se montează coaxial cu organele finale şi anume unul pe arborele portsculă, iar celălalt pe masa maşinii (fig. 5). Fiecare traductor în parte preia variaţiile de viteză unghiulară, reprezentînd chiar erorile cinematice la arborele sculei şi la masă.

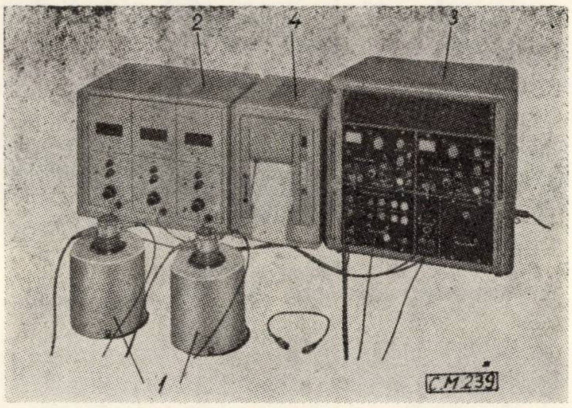


Fig. 4

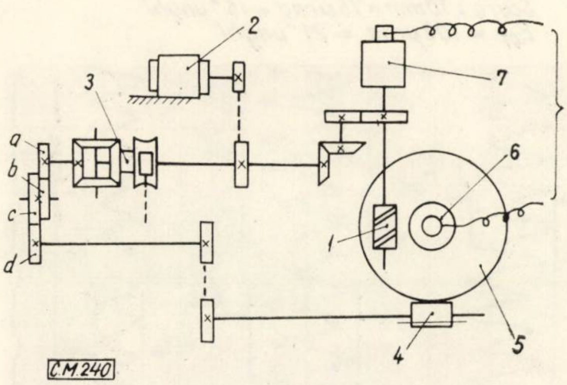


Fig. 5

Legătura cinematică dintre freza 1 şi roata melcată 5 este realizată de lanţul cinematic, inclusiv roţile de schimb *a*, *b*, *c*, *d* şi melcul *4*. Mişcarea este preluată de la motorul electric *2*. Variaţiile de viteză unghiulară la freză *1* şi la roata melcată *5*, cauzate de erorile angrenajelor lanţului cinematic, sînt preluate de traductoarele seismice *6* şi *7*. Prin intermediul aparaturii electronice, aceste semnale sînt transformate, amplificate şi înregistrate sub formă de trei diagrame. Curbele marginale reprezintă erorile sculei, respectiv ale mesei, iar cea din mijloc, suma algebrică a primelor două curbe.

Banda de hîrtie mai are şi o a patra pistă pe care se înregistrează drept constantă de timp o linie cu denivelări. Pentru aceasta, pe arborele portsculă se montează o camă care acţionează un microîntrerupător, normal deschis. În timpul rotirii sculei, la fiecare rotaţie se transmite un semnal, durata unei rotiri, fiind măsurabilă prin pasul dintre două denivelări.

Dacă mişcarea de rotaţie a sculei se consideră mişcare de intrare, valoarea mişcării la organul de ieşire, la masă, se obţine ţinînd seamă de raportul de transmitere *i* al lanţului cinematic care leagă aceste două organe finale. Asemănător, se poate defini şi legătura dintre erorile de rotire ale sculei E_{cs} cauzate de erorile cinematice ale lanţului de antrenare a sculei, ca şi erorile de rotire ale mesei E_{cm} cauzate de erorile cinematice ale lanţului de antrenare a mesei. Astfel, eroarea cinematică totală E_{ct} a lanţului se obţine din însumarea algebrică a erorii mesei cu eroarea sculei, ultima demultiplicată cu raportul de transmitere *i* al lanţului.

Folosind aparatul DA-180-T-KLINGELNBERG, înainte de măsurarea propriu-zisă a erorilor, se face echilibrarea dinamică a traductoarelor. Pentru aceasta, ambele traductoare se aşează pe masa maşinii şi se leagă la partea electronică şi de înregistrare, iar masa se pune în mişcare de rotaţie. Reglarea constă în obţinerea pe pista din mijloc a unei drepte continue, ceea ce înseamnă că erorile înregistrate de cele două traducoare se compensează, suma lor în orice moment tinzînd spre zero.

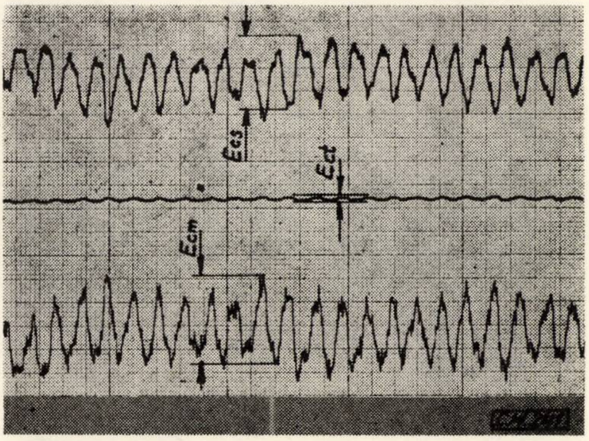


Fig. 6

Un exemplu de înregistrare obţinută în timpul echilibrării dinamice a traductoarelor este dat în figura 6.

După cum s-a dovedit în baza studiilor teoretice ale factorilor care cauzează erorile cinematice, mărimea erorii cinematice depinde şi de frecvenţa de apariţie a erorilor; înseamnă că depinde de raportul dintre numărul de dinţi ce se prelucrează pe semifabricat Z_p şi raportul de transmitere al lanţului cinematic, respectiv numărul de dinţi la roata melcată Z_{rm}. Deci, în vederea verificării preciziei cinematice a

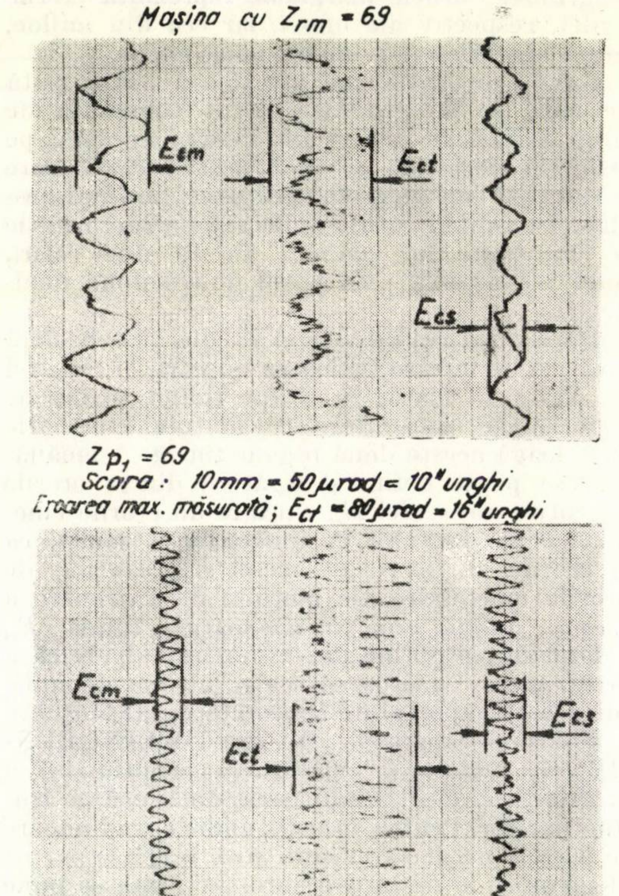


Fig. 7

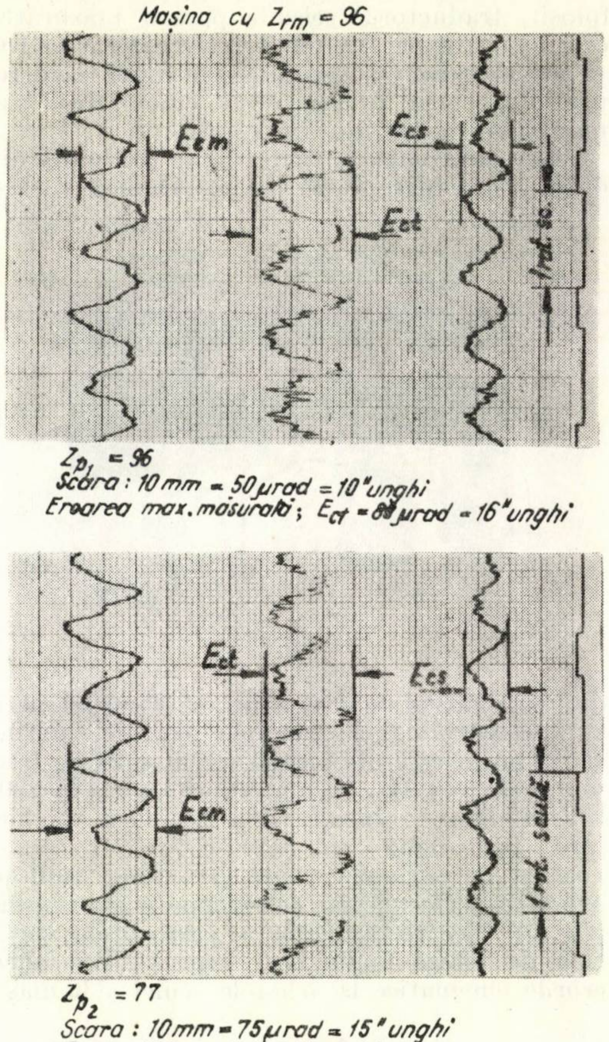


Fig. 8

maşinii, numărul de dinţi de prelucrat Z_p se stabileşte ca : $Z_{p_1} = Z_{rm}$, $Z_{p_2} = \frac{4}{5} Z_{rm}$, $Z_{p_3} = \frac{2}{3} Z_{rm}$.

Dintre acestea, prima valoare Z_{p_1} dă erori de divizare, respectiv erori de pas *Ep* minime, a doua, Z_{p_2}, dă erori medii, iar a treia valoarea, Z_{p_3}, dă erori maxime.

Măsurările au fost efectuate pe două maşini de frezat roţi dinţate cu freză melc, cu diametrul maxim de 800 mm şi modulul maxim 10, ambele de la Uzina de tractoare Braşov. La prima maşină, numărul de dinţi la roata melcată fiind de $Z_{rm} = 69$, măsurările s-au efectuat cu lanţul de rulare reglat pentru $Z_{p_1} = 69$, $Z_{p_2} = 55$, $Z_{p_3} = 46$. La a doua maşină numărul de dinţi la roata melcată fiind de $Z_{rm} = 96$, măsurările s-au efectuat cu lanţul de rulare reglat pentru $Z_{p_1} = 96$, $Z_{p_2} = 77$, $Z_{p_3} = 64$.

Rezultatele obţinute cu ocazia verificărilor pot fi urmărite în figurile 7 şi 8 .

Se poate observa că eroarea cinematică E_{ct} creşte, la aceeaşi maşină, pe măsură ce numărul de dinţi ce se prelucrează Z_p este în raport mai defavorabil, raportat la numărul de dinţi ai roţii melcate Z_{rm}.

Valoarea erorii cinematice, măsurată în microradiani sau în secunde unghiulare, se determină cu ajutorul unui semnal de etalonare obţinut la aparat. În timpul măsurării s-au folosit două valori ale semnalului de etalonare şi anume cînd 10 mm de pe diagramă reprezintă 50 µrad, respectiv 10 secunde unghiulare, şi cînd 10 mm de pe diagramă corespund la 75 µrad, respectiv 15 secunde unghiulare.

Frecvenţa de apariţie a erorilor se determină comparînd distanţa dintre vîrfurile de aceeaşi amplitudine cu lungimea pasului dintre două denivelări consecutive, corespunzătoare unei rotaţii a sculei. Folosind schema cinematică a lanţului de rulare, se poate calcula turaţia fiecărui arbore, raportat la turaţia sculei. Comparînd frecvenţele erorilor înregistrate cu turaţiile arborilor, se pot determina organele care poartă principalele surse de erori, surse care au ponderea maximă în eroarea cinematică totală E_{ct} măsurată.

După cum s-a amintit mai sus, traductoarele seismice pot sesiza variaţii de viteză unghiulară numai dacă apariţia lor are o frecvenţă de peste 1 Hz. Datorită acestui fapt, se înregistrează numai erorile ciclice, care apar la fiecare rotaţie a sculei. Erorile cumulate de pas, care apar la o rotaţie a mesei, nu se înregistrează deoarece turaţia acesteia este mică.

În ţările cu industrie constructoare de maşini dezvoltată, maşinile de prelucrat roţi dinţate se împart, din punctul de vedere al preciziei cinematice, în trei grupe : cu precizie normală, cu precizie ridicată şi cu precizie înaltă. Pentru fiecare grupă în parte, ţinînd seamă şi de parametrii dimensionali, sînt stabilite erorile cinematice maxime admise. În ţara noastră se folosesc prevederile proiectului de standard întocmit de C.A.E.R. Folosind aceste valori şi cele obţinute prin măsurare, se pot trage concluzii utile asupra preciziei şi a măsurilor necesare măririi preciziei maşinii.

◆

CZ 621.224–253.001.13

Aplicarea hidrodinamicii reţelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice

Ing. Iacob VOIA, ing. Viorel CÂMPIAN, ing. Ştefan ZSEMBINSKI
Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice şi maşini de transportat şi ridicat – REŞIŢA.

Hidrodinamica de profile a cunoscut în ultimul timp o dezvoltare determinată de dezvoltarea construcţiei de maşini hidraulice (turbine, pompe, elice, turbotransmisii) de creşterea puterii unitare a acestora şi de necesitatea asigurării unor parametri energetici şi cavitaţionali superiori.

Cercetările s-au orientat în principal în două direcţii : studiul parametrilor hidrodinamici ai unor reţele de profile cunoscute (problema directă) şi proiectarea unor reţele avînd parametrii hidrodinamici (problema inversă).

Dacă problema directă este la ora actuală tratată pe larg în literatură, sub aspecte multiple (forţele asupra profilului, caracteristici cavitaţionale, pierderile hidraulice în reţea etc.) în ceea ce priveşte problema inversă ea este mai puţin abordată, în special aplicarea ei la proiectarea unor rotoare de turbomaşini.

Volumul extrem de mare de calcule necesare acestor metode, precum şi unele dezvoltări matematice ample au constituit principalul obstacol în adoptarea lor de către proiectanţi. Introducerea calculatoarelor a permis aplicarea cu mult succes a hidrodinamicii reţelelor de profile în proiectare, permiţînd realizarea într-un timp scurt a mai multor variante în scop de selecţie.

În lucrarea de faţă se prezintă aspecte ale proiectării rotorilor de turbine hidraulice în cadrul ICPEHR, utilizînd hidrodinamica reţelelor de profile exemplificate pentru cazul rotoarelor Kaplan.

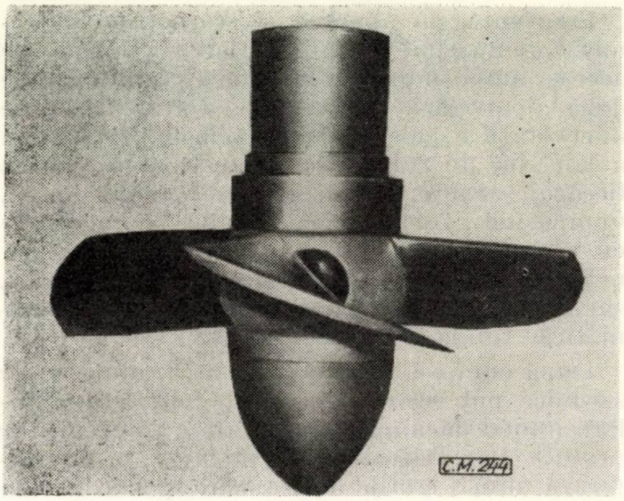
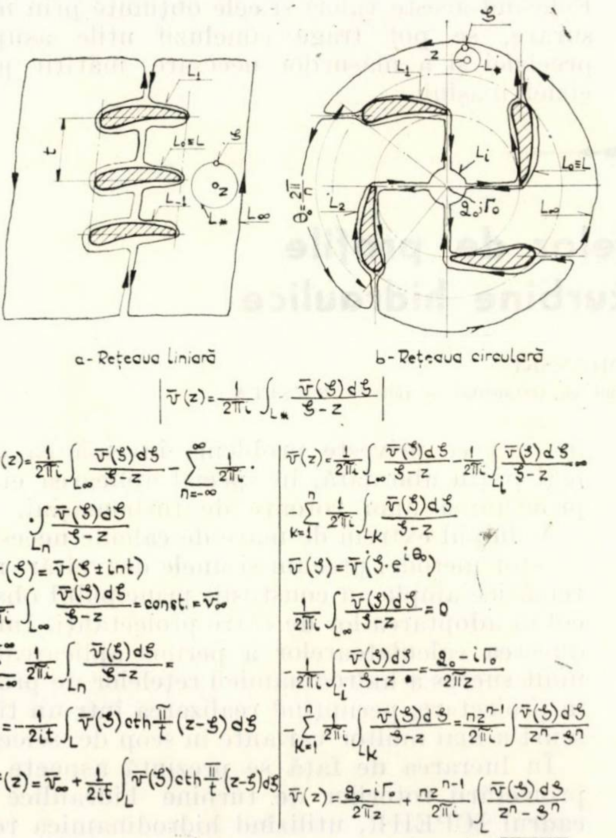


Fig. 1

Prezentarea metodei

Rotorul unei turbine hidraulice (fig. 1) este format dintr-o infinitate de rețele dispuse continuu pe suprafețele axial simetrice între periferie și butuc. Calculul unei rețele de profile se bazează pe utilizarea unor rezultate din teoria funcțiilor de o variabilă complexă. Mișcarea fluidului împrejurul rețelei se consideră potențială; potențialul complex $\Phi(z)$ determină viteza complexă $\overline{v}(z) = \frac{d\Phi(z)}{dz}$, z fiind variabila complexă. Pentru rețeaua liniară și circulară relațiile de bază în construirea metodei sînt prezentate în paralel mai jos pe baza figurilor 2 a și 2 b [2].


t
L_1
$L_0 = L$
ζ
o_z
L_{-1}
L_*
L_∞
z
L_i
$\Theta_0 = \frac{2\pi}{n}$
L_2
Q_0, Γ_0
L_∞
$\left| \overline{v}(z) = \frac{1}{2\pi i}\int_{L_*} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} \right|$
$\overline{v}(z) = \frac{1}{2\pi i}\int_{L_\infty} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} - \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{1}{2\pi i} \cdot \int_{L_n} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z}$
$\overline{v}(\zeta) = \overline{v}(\zeta \pm int)$
$\frac{1}{2\pi i}\int_{L_\infty} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} = const. = \overline{v}_\infty$
$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\int_{L_n} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} = -\frac{1}{2it}\int_L \overline{v}(\zeta)\, cth \frac{\pi}{t}(z-\zeta)\,d\zeta$
$\overline{v}(z) = \overline{v}_\infty + \frac{1}{2it}\int_L \overline{v}(\zeta)\, cth \frac{\pi}{t}(z-\zeta)\,d\zeta$
$\overline{v}(z) = \frac{1}{2\pi i}\int_{L_\infty} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} - \frac{1}{2\pi i}\int_{L_i} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} - \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{2\pi i}\int_{L_k} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z}$
$\overline{v}(\zeta) = \overline{v}(\zeta \cdot e^{i\theta_0})$
$\frac{1}{2\pi i}\int_{L_\infty} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} = 0$
$-\frac{1}{2\pi i}\int_{L_i} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} = \frac{Q_0 - i\Gamma_0}{2\pi z}$
$-\sum_{k=1}^{n} \frac{1}{2\pi i}\int_{L_k} \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{\zeta - z} = \frac{nz^{n-1}}{2\pi i}\int \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{z^n - \zeta^n}$
$\overline{v}(z) = \frac{Q_0 - i\Gamma_0}{2\pi z} + \frac{nz^{n-1}}{2\pi i}\int_L \frac{\overline{v}(\zeta)\,d\zeta}{z^n - \zeta^n}$
C.M. 245

a- Rețeaua liniară

b- Rețeaua circulară

Fig. 2

În rezolvarea problemei inverse — proiectarea rețelei — o largă utilizare găsește metoda singularităților bazată pe considerarea scurgerii potențiale împrejurul profilelor dispuse în rețea, acțiunea profilelor fiind înlocuită de un sistem de surse $q(s)$ și vîrtejuri $\gamma(s)$ dispuse continuu pe profil (contur sau schelet).

În acest caz se scrie: $\overline{v}(\varphi)\,d\varphi = \gamma(s)\,ds + iq(s)\,ds$, s fiind coordonata curbilinie a profilului sau scheletului.

Metoda Lesohin—Etinberg [1], adoptată în cadrul ICPEHR, rezolvă problema proiectării rețelei liniare dispunînd singularitățile $\gamma(s)$ și $q(s)$ în lungul scheletului profilului și adoptînd legile de distribuție sub forma:

$$\gamma(x) = A_0 \sqrt{\frac{1+x}{1-x}} + \sqrt{1-x^2}\sum_{n=0}^{4} A_{n+1}x^n$$

$$q(x) = B_0^{+} \sqrt{\frac{1+x}{1-x}} + \sqrt{1-x^2}\sum_{n=0}^{2} B_{n+1}x^n + B_0^{(-)} \sqrt{\frac{1-x}{1+x}}$$

unde $x = 2s/l$, l fiind lungimea scheletului, iar pentru efectuarea integralelor formula lui D.A. Nepomniașcev:

$$\int_{-1}^{+1} \frac{(fx)}{\sqrt{1-x^2}}\,dx = \frac{\pi}{1\,280}\Big[167 f(-1) + 378 f\left(-\frac{2}{3}\right) - 135 f\left(-\frac{1}{3}\right) + 460 f(0) - 135 f\left(\frac{1}{3}\right) + 378 f\left(\frac{2}{3}\right) + 167 f(1)\Big]$$

Utilizînd aceeași metodă în [3] s-a extins calculul la rețelele circulare, obținînd relații formal identice, doar structura coeficienților fiind diferită față de rețeaua liniară.

De asemenea în cadrul metodei, în scopul simplificării calculelor se separă vitezele induse în: vitezele induse de profilul de referință $[v]$ și vitezele induse de restul profilelor (V).

Rezolvarea problemei se face prin aproximații succesive pornind de la considerarea scheletului drept un segment de dreaptă dispus după direcția vitezei curentului neperturbat $(V\infty)$.

Calculul se efectuează pentru 4—8 secțiuni care sînt apoi asamblate prin două suprafețe continue (intrados și extrados) rezultînd astfel paleta.

Proiectarea paletei

Stabilirea datelor iniţiale pentru proiectarea rotorului s-a făcut, în cazul concret la care ne vom referi în continuare, ţinînd cont de consideraţiile prezentate în [1] şi [4]. Astfel s-a admis torsionarea curentului la ieşirea din rotor ($K = +0{,}20$ la periferie şi $-0{,}20$ la butuc) iar viteza medie variabilă cu raza după legea

$$C_z = 1{,}31 + 0{,}29\,\bar{r}\,; \quad \bar{r} = \frac{2r}{D_1}$$

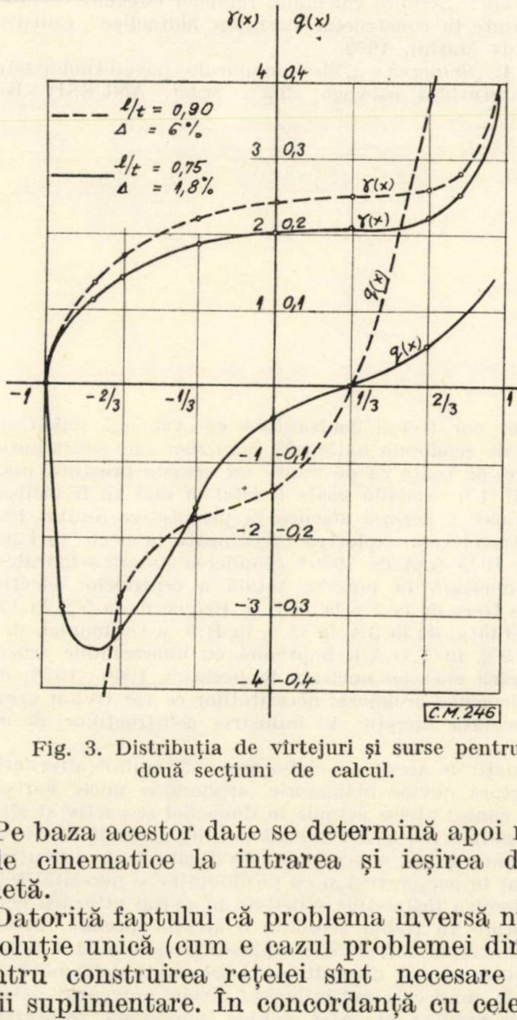


Fig. 3. Distribuţia de vîrtejuri şi surse pentru două secţiuni de calcul.

Pe baza acestor date se determină apoi mărimile cinematice la intrarea şi ieşirea de pe paletă.

Datorită faptului că problema inversă nu are o soluţie unică (cum e cazul problemei directe) pentru construirea reţelei sînt necesare condiţii suplimentare. În concordanţă cu cele prezentate de Etinberg [1] s-au impus următoarele condiţii :

— orientarea bordului de atac după direcţia vitezei de la intrare.

— egalitatea vitezelor pe extradosul profilului în cinci puncte.

Construirea profilului se face prin aproximaţii succesive pornind de la considerarea scheletului drept o dreaptă după direcţia vitezei curentului neperturbat. Se determină astfel din condiţiile impuse distribuţia de vîrtejuri şi surse (fig. 3).

În prima aproximaţie scheletul este considerat linie de curent rezultînd $\gamma(x)$ apoi se trece la rezolvarea ecuaţiilor pentru determinarea lui $q(x)$. Urmează calcularea scheletului ţinînd cont de funcţia $q(x)$ găsită. Calculul coordonatelor profilului se face după scheletul din a doua aproximaţie.

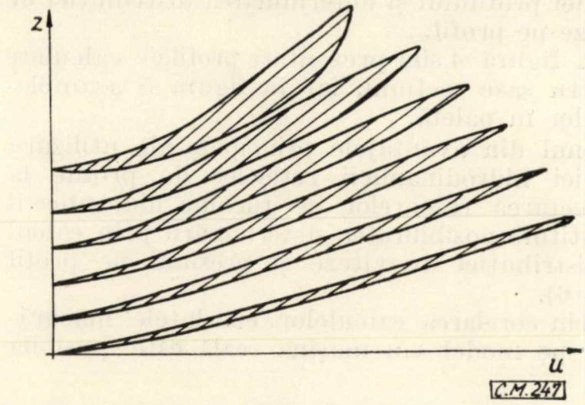


Fig. 4

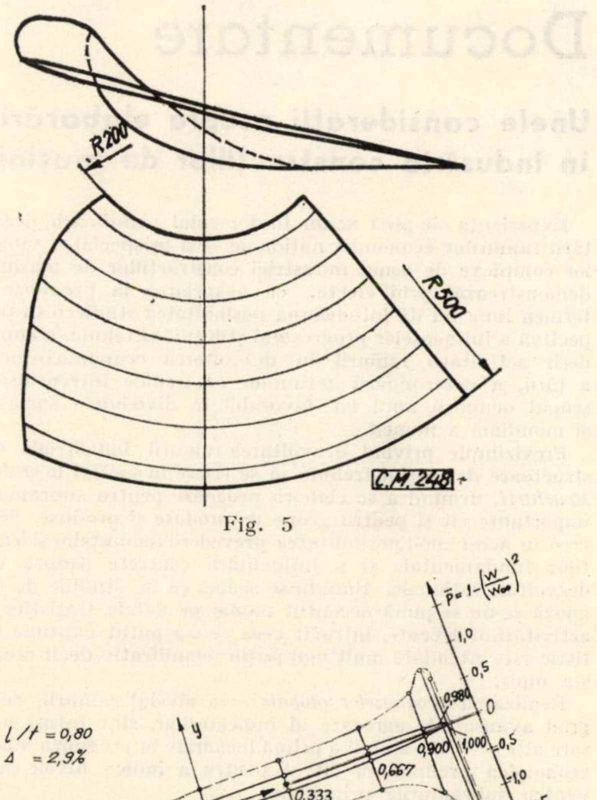


Fig. 5

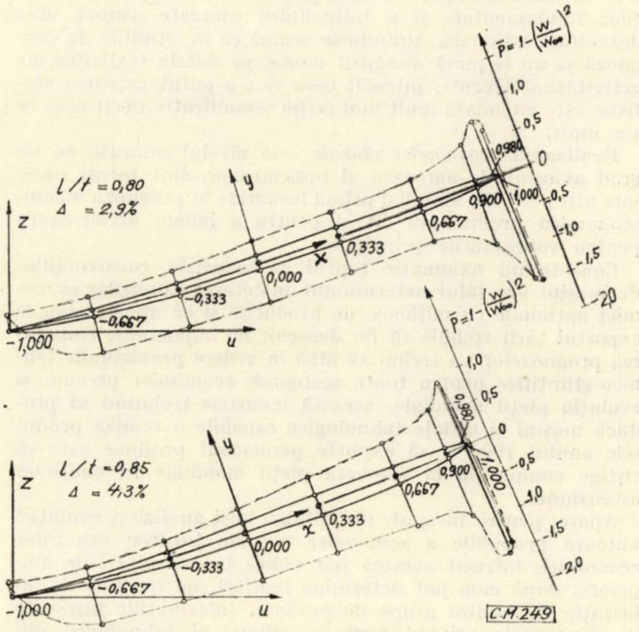


Fig. 6. Distribuţia presiunilor pe profile a două secţiuni

După determinarea profilului în prima aproximaţie se calculează scheletul considerat o linie prin care are loc scurgerea (condiţia necesară în vederea închiderii profilului) corectarea formei profilului şi determinarea distribuţiei de viteze pe profil.

În figura 4 sînt prezentate profilele calculate pentru şase secţiuni, iar în figura 5 asamblarea lor în paletă.

Unul din avantajele principale ale utilizării teoriei hidrodinamicii reţelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice îl constituie posibilitatea determinării prin calcul a distribuţiei de viteze şi presiuni pe profil (fig. 6).

Prin corelarea calculelor cu datele măsurărilor pe model sau maşina reală este posibilă aprecierea calităţilor energetice şi cavitaţionale încă din faza de proiectare. Proiectarea mai multor variante în timp relativ scurt, utilizînd calculatoarele, face posibilă evidenţierea parametrilor constructivi şi funcţionali şi deci selectarea unor variante optime încă din faza de proiect.

BIBLIOGRAFIE

[1] *I. E. Etinberg*: „Teoria i rasciot protocinoi ciasti povorotnolopastnoi ghidroturbin''. Izdat. Maşinostroienie. Moscova-Leningrad. 1965.

[2] *G. V. Viktorov*: „Ghidrodinamiceskaia teoria reşetok'' Izdat. „Vîşaia şkola''. Moscova. 1969.

[3] *I. Voia*: „Asupra calculului reţelelor circulare de profile utilizate în construcţia maşinilor hidraulice''. Construcţia de Maşini. 1972.

[4] *G. A. Svinarev*: „Vîsokonapornîe povorotnolopastnîe ghidroturbinî osevogo tipa''. Izdat. ANUSSR—Kiev 1964.

◆

Documentare

Unele consideraţii asupra elaborării prognozei în industria construcţiilor de maşini

Experienţa de pînă acum în domeniul planificării dezvoltării ramurilor economiei naţionale — şi în special a ramurilor complexe de genul industriei construcţiilor de maşini — demonstrează, prin efecte, că neapelarea la prognoze pe termen lung nu dă întotdeauna posibilitatea studierii în perspectivă a influenţelor progresului ştiinţific şi tehnic, a cuprinderii activităţii ramurii în dezvoltarea economico-socială a ţării, a determinării acţiunilor ce trebuie întreprinse în scopul ocupării unui loc favorabil în diviziunea socialistă şi mondială a muncii.

Previziunile privind dezvoltarea ramurii industriale constructoare de maşini trebuie să se refere în special la *evoluţia structurii*, urmînd a se elabora prognoze pentru subramurile importante cît şi pentru grupe de produse şi produse. Se va crea în acest mod posibilitatea prevederii tendinţelor şi legităţilor fundamentale şi a influenţării concrete asupra unei dezvoltări raţionale, ţinîndu-se seamă ca în studiile de prognoză să nu se pună accentul numai pe datele statistice ale activităţilor trecute, întrucît ceea ce s-a putut exprima statistic este cîteodată mult mai puţin semnificativ decît ceea ce s-a omis.

Realizarea *prognozelor globale* — la nivelul ramurii, cu un grad avansat de agregare al indicatorilor, sînt totuşi necesare atît pentru a stabili o primă încadrare în prognoza macroeconomică preliminară cît şi pentru a indica nivele-cadru pentru subramurile principale.

Considerînd axiomatic faptul că industria construcţiilor de maşini are rolul determinant în dotarea ramurilor economiei naţionale cu mijloace de producţie şi că aportul său la exportul ţării trebuie să fie deosebit de important, elaborarea prognozelor va trebui să aibă în vedere previziunile tehnico-ştiinţifice pentru toate sectoarele economiei precum şi evoluţia pieţii mondiale, această industrie trebuind să producă maşini şi utilaje tehnologice capabile a realiza produsele anului 1990 şi să exporte permanent produse care să cîştige competiţia la ştacheta pieţii mondiale în continuă ascensiune.

Apare, pentru început, necesitatea unei analize a evoluţiei viitoare probabile a *sectoarelor noi* ale tuturor ramurilor economiei, întrucît acestea pot obliga la dezvoltări de amploare, după cum pot determina limitări sau încetări de fabricaţie ale multor grupe de produse. Informaţiile furnizate de prognozele privind evoluţia ştiinţei şi tehnologiei din ramurile principale beneficiare ale industriei construcţiilor de maşini vor trebui confruntate cu volumul solicitărilor adresate de economia naţională ramurilor sau subramurilor respective, cu toate că de multe ori aceasta prezintă multe dificultăţi. Un exemplu poate fi felul în care va fi utilizată în ţara noastră *energia atomică* în perspectiva anului 1990. Astfel, dezvoltarea explozivă preconizată în unele ţări pentru anul 1975 faţă de 1970* (ponderea puterii asigurate de energia nucleară în puterea totală a centralelor electrice urmînd a trece de la 2% la 24% în Belgia, de la 5% la 12% pentru Franţa, de la 3% la 15% în R.F. a Germaniei, de la 3% la 19% în S.U.A.), împreună cu dimensiunile scăzute ale utilizării energiei nucleare în perioada 1960—1970, dau puţine elemente prognozei necesităţilor ce vor trebui acoperite în acesată direcţie de industria construcţiilor de maşini.

În situaţii de acest gen elaborarea mai multor alternative de structură devine obligatorie, alegîndu-se unele variante pe baza cunoştinţelor actuale în domeniul respectiv şi altele pe baza estimărilor avînd la bază politica generală de dezvoltare a ramurii sau a economiei în legătură cu potenţialul preconizat în perspectivă şi cu posibilităţile şi necesităţile de export. Pentru instalaţiile solicitate în cadrul utilizării energiei nucleare va trebui acordată o atenţie specială, întrucît faptul că acestea sînt de o complexitate mare şi sînt dotate cu o multitudine de dispozitive de securitate determină valori foarte mari care pot influenţa nivelul prognozat pentru grupa de produse şi chiar pentru subramura respectivă. Tot în acest domeniu, întrucît ultimul cuvînt nu a fost pronunţat în direcţia soluţiilor tehnologice, rămîne ca orientarea iniţială dată de stat şi partid să devină principala variantă, fără a se renunţa însă la studierea şi a altor variante care, o dată cu trecerea timpului şi sporirea cantităţii şi calităţii informaţiilor privind rezultatele experienţelor pot îndruma dezvoltarea spre alte soluţii tehnologice.

Pentru deceniile viitoare se prevede în continuare o dezvoltare accentuată a *industriei chimice*, majoritatea studiilor previzionale contînd pe o sporire a ponderii acestei ramuri în produsul naţional brut al ţărilor dezvoltate industrial. Evoluţia industriei chimice în ţara noastră se va încadra, cu siguranţă, în alura dezvoltării amintite, fiind prevăzute ritmuri şi nivele deosebit de ridicate pînă în anul 1990.

---

* M. Sileţchi. Elemente de perspectivă industrială. C.I.D.S.P. Bucureşti, 1971, pag. 28.

În acest context, industria construcţiilor de maşini va trebui să se pregătească să fabrice instalaţii capabile a realiza noile produse solicitate. Nu trebuie neglijat, pe această linie, faptul că în următorii ani vor apărea materiale plastice cu proprietăţi mecanice deosebite, care vor trebui pe de o parte prelucrate şi pe de altă parte încorporate ca piese sau subansamble în maşinile şi instalaţiile fabricate.

Se pare că ponderea materialelor plastice va avea o creştere mai mare în deceniile viitoare decît în trecut. Astfel, de exemplu, unele studii de prognoză amintesc că în 1980, în R.F. a Germaniei, se vor utiliza circa 80 kg materiale plastice la construirea fiecărui automobil.

Din aceleaşi puncte de vedere, interesantă este şi dezvoltarea pe care o va lua *industria siderurgică*, avînd în vedere în primul rînd aspiraţiile economiei româneşti în această direcţie.

Trebuie remarcate în această trecere în revistă, în primul rînd, problemele de concepţie şi fabricare pe care le ridică toate utilajele şi instalaţiile tehnologice, care, în această perioadă, vor suporta modificări mari, iar unele chiar de esenţă*.

Pentru a se avea în vedere particularităţile caracteristice ramurii construcţiilor de maşini, precum şi rolul pe care îl au în desfăşurarea activităţii de investiţii, este necesar ca evoluţia ramurii să fie proiectată în strînsă legătură cu dezvoltarea întregii economii naţionale.

De asemenea, considerăm complet justificată părerea specialiştilor bulgari** conform căreia prognozele construcţiilor de maşini trebuie să fie elaborate avînd la bază, pe lîngă prognozele tehnico-ştiinţifice, studii prospective privind materiile prime şi resursele de muncă ale ramurii, prognozele privind unii indicatori sintetici la nivelul economiei naţionale, direcţiile schimbării structurii şi, am adăuga, prognozele ramurilor şi domeniilor de activitate care utilizează produse fabricate de industria construcţiilor de maşini.

În cadrul elaborării studiilor de prognoză este necesară o analiză pe subgrupe de produse cărora să li se definească, în variante, ponderea în totalul ramurii în funcţie de obiectivele propuse de politica economică, de progresul ştiinţific şi tehnic şi de satisfacerea în condiţii cît mai bune a populaţiei cu bunuri de larg consum fabricate de industria construcţiilor de maşini. De aceea se vor avea în vedere posibilităţile de investiţii pentru ramura studiată, cît şi pentru celelalte ramuri cu a căror evoluţie ea se interinfluenţează.

Prognozarea evoluţiei construcţiilor de maşini trebuie să se bazeze şi pe o informaţie bogată şi sistematică referitoare la dezvoltarea subramurilor principale pe plan mondial, pentru a permite tragerea corectă a concluziilor privind locul ce s-ar ocupa în diviziunea socialistă şi mondială a muncii, pentru a prefigura volumul şi direcţiile schimburilor comerciale cu produse ale construcţiilor de maşini, domenii în care prognozele pe termen lung nu pot asigura întotdeauna grade satisfăcătoare de siguranţă.

Dificultăţile care mai intervin în elaborarea studiilor de prognoză pînă în anul 1990 sînt legate de numeroasele incertitudini pe care le ridică orice abordare pe asemenea perioadă, fapt ce obligă la prezentarea mai multor variante de dezvoltare care, amănunţit analizate, să permită a se părăsi pe cît posibil rezolvarea imediată în funcţie de scara de valori existentă, mai ales că nu este de loc sigur că o generaţie viitoare, care va trăi în condiţiile ce vor rezulta prin aplicarea hotărîrilor luate în prezent, va avea aceleaşi criterii de apreciere a valorilor.

Dacă prognozele pe perioade scurte şi într-o anumită măsură cele pe termen mediu se bazează de obicei pe ipoteza că relaţiile empirice (care au oscilat între diverse limite în cursul unei anumite perioade trecute) se vor menţine, cu siguranţă că cel puţin unele dintre aceste relaţii se vor modifica radical într-o perioadă lungă. Va evolua considerabil : aplicarea în practică a descoperirilor ştiinţifice, recuperarea investiţiilor, importanţa relativă a sectorului productiv şi neproductiv, repartiţia forţei de muncă, structura consumului.

O sursă importantă de incertitudini în studiile de prognoză este progresul accelerat al ştiinţei şi al tehnologiilor. Părerea conform căreia diversele forme ale previziunii tehnologice oferă un mijloc sigur de a concepe evoluţii viitoare şi de a reduce nesiguranţele în acest domeniu nu ni se pare complet fundamentată, întrucît descoperirile neaşteptate ale ştiinţei care se vor produce în viitor şi multitudinea soluţiilor tehnice posibile pe care ştiinţa le va oferi riscă să submineze prognozele tehnologice, chiar dacă par rezonabile în lumina cunoştinţelor actuale. Trebuie totuşi menţionat că nesiguranţa prognozelor tehnologice pe termen lung nu infirmă utilitatea acestora, deoarece lipsa informaţiilor în domeniul respectiv este mult mai primejdioasă decît o simplă greşeală de previziune.

O altă sursă de incertitudini este evoluţia situaţiei economice în afara ţării pentru care se elaborează prognoza şi asupra căreia în general sînt publicate foarte puţine informaţii, mai ales în privinţa ramurilor şi subramurilor industriale.

În legătură cu aceasta, dificilă apare şi rezolvarea problemei schimburilor comerciale viitoare, despre a căror evoluţie la nivelul anului 1990 se pot face mai puţine afirmaţii concrete. În această direcţie marea majoritate a studiilor O.N.U. (Comisia economică pentru Europa) din ultimul timp cuprind capitole care se referă la prognoza evoluţiei schimburilor comerciale între ţările socialiste şi capitaliste din Europa, însă proiecţiile sînt de natură simptomatică şi nu depăşesc anul 1980. Deci devine necesară comensurarea efectelor trecerii României în cea de-a treia etapă a dezvoltării din schema dependenţei comerciale rezultată din analiza experienţei europene*. Probabil că în această direcţie vor trebui găsite mijloace de a adapta mai bine investiţiile, producţia şi comercializarea la exigenţele pieţelor occidentale, pe care produsele industriei construcţiilor de maşini din România au intrat mai puţin. Admiţînd că nu se pot diversifica în acelaşi timp şi producţia şi pieţele şi optînd pentru limitarea sortimentului produselor de construcţii de maşini, se va ajunge cu siguranţă la o creştere a exporturilor care să justifice la nivelul anilor 1985—1990 investiţiile alocate încă de pe acum acestei ramuri.

De asemenea, în studiile de prognoză ar trebui să se aibă în vedere să nu se utilizeze aceleaşi instrumente de analiză statistică pentru toate ţările, întrucît atît statisticile de bază cît şi convenţiile la care se referă clasificările ramurilor industriale sînt diferite foarte mult între Est şi Vest pentru a putea permite comparaţii suficient de riguroase**.

În scopul de a răspunde mai bine cerinţelor studiilor de prognoză nu trebuie folosită o singură cale pentru a evalua dezvoltarea industriei construcţiei de maşini, ci să se împletească mai multe metode cum ar fi : extrapolarea relaţiilor trecute şi curente (planurile cincinale actuale), considerarea dezvoltării unor subramuri ca autonomă iar a altora determinate de relaţiile tehnice, interpolare comparativă ş. a. Pentru a descrie mai bine caracterul relaţiilor dintre indicatorii corelaţi sînt necesare analize pe perioade mari de timp, fapt pentru care este bine a se lua în considerare şi evoluţia planificată pe perioada cincinalului 1971—1975. În situaţiile în care seriile dinamice, pe baza cărora se stabilesc corelaţiile, sînt scurte, extrapolare nu va putea furniza informaţii corespunzătoare, Totuşi, pentru industria construcţiilor de maşini din România, avînd în vedere nivelul anului 1950, prelucrarea unei perioade lungi de timp (1950—1975) ca perioadă de bază conduce la rezultate neconcludente. Dintr-o asemenea extrapolare rezultă pentru ramură ponderi, în totalul industriei, mult exagerate, în comparaţie cu realizările şi prognozele ţărilor dezvoltate industrial.

---

* Ni se pare interesant a reaminti cu această ocazie unele păreri teoretice ale economiştilor străini privind necesitatea îmbunătăţirii permanente a nomenclatorului producţiei. În acest sens, François Perroux („Tehnicile cantitative ale planificării", Ed. Academiei, 1969, p. 97 — 98) clasifică industriile în „moderne" şi „absolut noi", iar economistul D. Lvov împarte diferite tipuri de tehnică în patru grupe : 1) tehnica principal nouă ; 2) tehnica cea mai nouă ; 3) tehnica nouă şi 4) tehnica nivelului existent („Nekotorie ekonomiceskie voprosi tehniceskoi politiki v maşinostroienii" în „Planovoe hoziaistvo", nr. 1, 1969, p. 47—52).

** Vasiliev, V. S. şi Iordanov, S. „Prognozirovanie razitieto na masinostroeneto". În : „Planovo stopanstvo", nr. 4, 1969, p. 30—46.

* În „Rapport sur la septième session — Comité de la planification du développement" — supplément nr. 7/1971 — Nations Unies — New York — sînt prezentate următoarele etape :

etapa I — exporturi de produse industriale reduse; necesităţile de produse importate sînt acoperite prin exporturi de produse primare;
etapa II — structură industrială completă care reuşeşte să reducă în bună parte produsele de import; exporturile provin în esenţă din industria uşoară şi din agricultură, iar importurile sînt axate în special pe maşini şi instalaţii necesare dezvoltării economiei (stadiul „comerţului complementar");
etapa III — creşterea considerabilă a specializării producţiei şi schimbului de produse în interiorul fiecărei ramuri.

** În ciuda eforturilor depuse pentru uniformizarea normelor statistice internaţionale, comparaţiile între ţări sînt întotdeauna riscante datorită diferenţelor de definire a cantităţilor măsurate, precum şi datorită varietăţii metodelor folosite în efectuarea măsurătorilor. Astfel, orice indice care vizează să aprecieze dezvoltarea producţiei într-o perioadă de timp relativ lungă nu poate să aibă decît un sens aproximativ şi acest fapt devine mai concludent cînd dezvoltarea a fost rapidă şi s-a caracterizat prin adînci modificări de structură. În plus, în ţările cu economie planificată, preţurile interne au avut tendinţa de a se schimba destul de frecvent încît preluarea datelor din statisticile ţărilor, folosind ani de referinţă chiar puţin îndepărtaţi, prezintă riscul obţinerii unor evaluări sensibil diferite ale dezvoltării.

Un specialist în problemele creşterii economice, François Hetman, a publicat un clasament al ţărilor capitaliste la nivelul anului 1963 privind ponderea industriei de prelucrare a metalelor în ansamblul producţiei industriale*.

Întrucît modificările structurale sînt foarte mici pentru perioade scurte**, considerăm că utilizarea tabelului extras din studiul lui F. Hetman pentru anii 1968—1970 nu poate conduce la concluzii eronate în studiile de prognoză.

Analizînd împreună cu ramura ,,chimie'' *** şi considerînd că în 1990 ponderea ambelor industrii nu va depăşi 52—60% din producţia globală industrială, ar rezulta că pentru industria construcţiilor de maşini o pondere de circa 40% ar putea fi acceptată ca realistă****.

Considerăm că în cadrul elaborării studiilor de prognoză va trebui analizată configuraţia structurii industriei construcţiilor de maşini în ţările dezvoltate industrial***** şi urmărit ca pentru perioada pînă în 1990 ţara noastră să-şi folosească resursele materiale, financiare şi umane şi pentru a-şi crea şi dezvolta o industrie permanent modernă în multe ramuri şi subramuri în care nu a avut realizări răsunătoare pînă în prezent. Se poate vorbi astfel de o viitoare industrie aerospaţială, de o diversificare accentuată a microelectronicii, electronicii şi electrotehnicii, a mecanicii fine şi opticii etc.

Avînd în vedere dimensiunea ţării noastre şi încercînd a intui evoluţia acestei ramuri în ţările mai dezvoltate industrial, considerăm că producţia de construcţii de maşini ar trebui orientată spre produse de serie mare cu o tehnicitate înaltă, spre maşini şi instalaţii care nu necesită cantităţi mari de metal şi care încorporează un volum mare de muncă de calificare superioară, răspunzînd prin aceasta măreţelor sarcini ce izvorăsc, pentru această ramură, din lucrările Conferinţei Naţionale a P.C.R. din iulie 1972

Dr. ing. *Leonard Cazan*

Vestnik maşinostroenia,

nr. 9, 1972.

V. A. Kalaşnikov. **Creşterea durabilităţii cuţitelor de oţel rapid prin ascuţirea cu pietre de nitrură cubică de bor.**

Pentru a verifica eficienţa ascuţirii sculelor de oţel rapid cu pietre de nitrură cubică de bor, s-a încercat rezistenţa la uzură a unor cuţite speciale, unele ascuţite cu astfel de pietre, cu denumirea tehnică elbor, şi altele cu pietre de electrocorund. Regimurile de ascuţire cu cele două tipuri de pietre s-au caracterizat prin : viteza pietrei — 29,5 şi, respectiv, 17 m/s ; avansul longitudinal — 1 la 1,5 şi 1,5 la 2 m/min ; avansul transversal — 0,005 la 0,010 şi 0,010 mm/cursa dublă. S-a utilizat maşina universală de ascuţit 3V642.

Încercările s-au desfăşurat prin strunjirea oţelului 45 cu adîncirea de aşchiere t = 2 mm, avansul s = 0,25 mm/rot şi viteza de aşchiere v = 8 ; 20 ; 25 ; 42 ; 50 şi 58 m/min. Prelucrarea s-a realizat atît cu răcire cu emulsie de 5%, cît şi fără lichid de răcire-ungere. Suprafeţele uzate ale cuţitelor au fost microfotografiate periodic cu o instalaţie specială MFN—3, fotocadrele fiind mărite pentru măsurarea uzurii cu precizia de 0,05 mm.

Drept criteriu de uzură s-a adoptat cantitatea de 0,25 mg îndepărtată de pe suprafaţa principală de aşezare a cuţitului, ceea ce corespunde unei uzuri liniare de 0,5—0,8 mm. Durabilitatea cuţitelor a fost evaluată prin lungimea aşchiată pînă la atingerea criteriului de uzură.

Pentru a determina eficienţa ascuţirii cu elbor s-a calculat creşterea relativă a lungimii aşchiate (cantităţii de piese prelucrate) cu formula :

$$K = \frac{L_1 - L_2}{L} 100, \%$$

în care L_1 şi L_2 sînt lungimile de aşchiere în cazul ascuţirii cu elbor, respectiv cu electrocorund. Rezultatele privind durabilitatea diferitelor cuţite de oţel cu capacitatea de rectificare normală şi scăzută, ascuţite cu elbor, sînt prezentate în figura 1 (marca oţelului : 1—R18M ; 2—R18F2M ; 3—R18K5F2 ; 4—R18M cu lichid de răcire-ungere). Se constată că noua metodă de ascuţire permite creşterea durabilităţii cuţitelor cu 25—50% în zona vitezelor de aşchiere mici şi mijlocii, şi cu 10—20% în zona vitezelor de aşchiere mari. Folosirea lichidului de răcire-ungere măreşte în continuare capacitatea de lucru a cuţitelor.

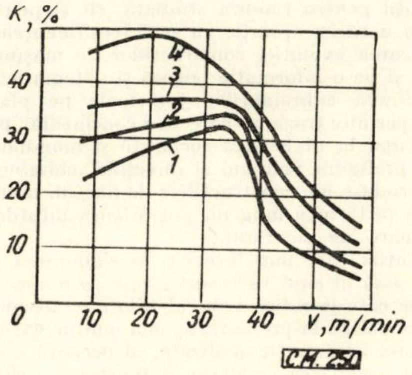


Fig. 1

G.Z.

Stanki i instrument,

nr. 8, 1972

Iu. V. Ksenofontov şi V. F. Stolbov. **Fabricarea burghielor cu canale interioare pentru răcire.**

Burghiele spirale cu canale pentru vehicularea lichidului de răcire în zona de aşchiere sînt utilizate pentru execuţia cu mare productivitate a găurilor adînci în diferite materiale. O nouă metodă de fabricare a acestor burghie comportă turnarea burghiului semifabricat rectiliniu cu canale (fig. 1),

---

*

Nr. crt.	Ţara	Ponderea industriei de prelucrare a metalelor în producţia globală industrială
1.	Suedia	37,5
2.	Regatul Unit	35,5
3.	Elveţia	34,1
4.	Japonia	33,2
5—6.	Franţa, Olanda	32,0
7.	S.U.A.	31,1
8.	R·F.Germaniei	30,5
9.	Italia	28,5
10.	Belgia	23,7

** De exemplu în 1968 producţia brută a industriei construcţiilor de maşini a reprezentat 35,8% (iar producţia netă 36,8%) în totalul producţiei brute şi respectiv nete industriale, iar în R. F. a Germaniei această pondere a fost în 1965, 1966 şi 1967 egală cu 35,7 ; 36,1 şi respectiv 35,3%.

*** Din clasamentul lui Hetman, făcut pentru anul 1963, reiese că ea reprezintă între 8 şi 13% din producita globală industrială în ţările amintite

**** Stanko Todorov în ,,Sarcinile principale ale repartiţiei'' teritoriale a forţelor de producţie în următorii 15—20 ani'' — raport prezentat la Plenara C.C. al P.C.B. din 3 martie 1970, publicat în ,,Rabotnicesko delo'', din 5 martie 1970, arată că ponderea construcţiilor de maşini în producţia globală industrială bulgară ar urma să reprezinte în anul 2000, circa 45—47% iar Nemymàr Blahom în ,,Zahladi primysl v roce 2000'', publicat în ,,Hospodarske noviny'', nr. 23, 1970, arată că această pondere nu va trece în Cehoslovacia de 35%.

***** O prezentare a structurii construcţiilor de maşini în ţările OCDE se găseşte în ,,Les industries mécaniques et électroniques en Amérique du Nord — Europe — Japan, 1967—1968'', OCDE 1969.

care este ulterior supus deformării plastice prin răsucire pentru formarea spiralei. Canalele sînt realizate la elaborarea semifabricatului prin plasarea unor tuburi în forma de turnare.

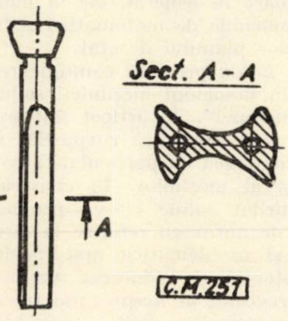


Fig. 1

După o serie de încercări s-a adoptat ca material pentru fabricarea noilor burghie oţelul rapid R9H2F2MGL, caracterizat printr-o bună plasticitate termică şi prin proprietăţi de turnare corespunzătoare. Turnarea semifabricatului se efectuează în forme-coajă, cu maselotă şi miez-suport de amestec cu sticlă fuzibilă. Pentru prevenirea arderii suprafeţei semifabricatului se utilizează o vopsea specială, care nu este pulverizată pe suprafaţa de lucru a formei, cum se procedează de obicei, ci pe modelul cald înainte de aplicarea amestecului de formare.

Turnarea în formă se execută prin maselotă şi miezul-suport care serveşte şi la fixarea tuburilor pentru obţinerea canalelor de răcire din burghiu. Pentru a realiza un sistem de turnare cît mai eficient s-au experimentat cinci tipuri de miezuri-suport, arătate în figura 2, a-e (1-orificii de fixare a tuburilor pentru canalele de răcire). Tipul *e* a condus la absenţa sulfurilor, retasurilor şi a incluziunilor de zgură.

Prin încercări s-a stabilit că tuburile de cuarţ sînt cele mai potrivite pentru realizarea canalelor de răcire. În timpul turnării, deformării plastice şi tratamentului termic al burghiului, aceste tuburi nu se degradează, iar secţiunea orificiului se menţine practic constantă.

Sudarea părţii aşchietoare a burghiului cu coada a dat rezultate corespunzătoare. Regimul de sudare este identic cu cel utilizat pentru oţeluri carbon şi aliate. După sudare şi recoacere se execută comunicaţia dintre canalele interioare ale burghiului printr-un orificiu plasat la 10 mm de sudură.

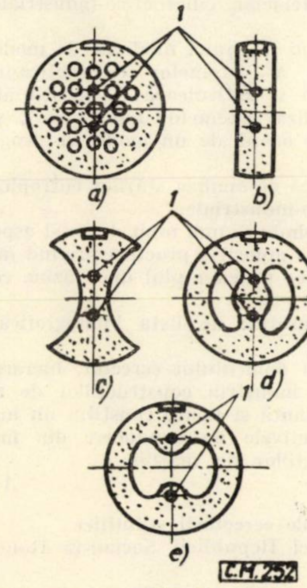


Fig. 2

Utilizarea noului burghiu pentru găurirea orificiilor cu adîncimea de trei ori mai mare decît diametrul a demonstrat o productivitate sporită în comparaţie cu productivitatea burghiurilor standardizate, preţul de cost al acestora din urmă fiind de două ori mai mare.

G.Z.

Recenzii

Ing. Ştefan Bîrlea: **Modelarea cibernetică în industria construcţiilor de maşini.**
Teză de doctorat. Institutul politehnic-Bucureşti, 1972

Lucrarea de doctorat ,,Modelarea cibernetică în industria construcţiilor de maşini, autor ing. Ştefan Bîrlea, şeful Catedrei, de organizare şi planificare din Institutul politehnic-Bucureşti, constituie o investigaţie interesantă şi de strictă actualitate în domeniul ciberneticii, şi este o contribuţie la elucidarea problemelor ciberneticii industriale.

Autorul a reuşit să sintetizeze un material faptic vast din întreprinderile constructoare de maşini, privind aplicarea metodelor cibernetice la conducerea şi organizarea industriei în general şi a ramurii constructoare de maşini, în special.

Teza se compune din trei părţi şi anume:

. *Partea a I-a*: ,,Aplicaţii ale ciberneticii la conducerea şi organizarea sistemelor industriale" cuprinde două capitole intitulate:

cap. I. Cibernetica şi conducerea industrială:

cap. II. Concepte şi metode ale ciberneticii aplicate în activitatea industrială cu următoarele probleme:

— sisteme cibernetice în economie;

— operatorii (activităţi în cibernetica sistemelor industriale);

— informaţia şi entropia în sistemele cibernetico-industriale;

— reglarea şi autoreglarea sistemelor cibernetico-industriale;

În aceste capitole autorul aduce un bogat material documentar privind dezvoltarea ciberneticii în aplicarea el economică prezentînd tendinţele eterogene în care se remarcă îmbinarea conceptelor de conducere (economică) care ,,aparent" sînt diametrul opuse — centralizarea şi descentralizarea —, bazate pe prelucrarea modernă a datelor.

În lucrare se subliniază că din multitudinea de concepte legate de cibernetică pentru economia industrială, prezintă importante concepte ca: sistem operativ, informaţie, entropie, reglare şi autoreglare. Autorul prezintă mai multe sisteme cibernetice în economie, funcţie de raporturile în care se află elementele componente ale structurii de transformare şi factorul timp.

,,În consecinţă — arată autorul lucrării — reunirea unor sisteme oarecare, caracterizată de proprietatea de a realiza un transfer reciproc de informaţie între sistemele componente (sisteme interne) şi între acestea şi mediu (sisteme externe) astfel încît, să se asigure pe un anumit interval de timp, un proces de autoreglare a întregii reuniri se consideră prin definiţie ca fiind un sistem cibernetic".

O altă problemă de care se ocupă autorul în lucrarea sa şi căreia îi atribuie un loc important este *starea entropică* considerată ca fiind ,,proprietatea generală a sistemelor cibernetice de a conţine în interiorul lor perturbaţii care se opun finalizării scopului (acţiunilor specifice) sistemelor respective".

Partea a II-a a lucrării intitulată ,,Modelarea cibernetică a sistemelor discrete (cu referire mai ales la industria construcţiilor de maşini)" cuprinde:

cap. III—Contribuţii privind aplicarea teoriei cibernetice la sistemele industriale;

cap. IV — Sisteme cibernetico-industriale în industria construcţiilor de maşini, unde se tratează ;

— locul de muncă — sistemul cibernetico-industrial ireductibil ;

— întreprinderea industrială — sistem cibernetico-industrial complex ;

— agregarea sistemelor cibernetico-industriale simple şi complexe :

cap. V — Principii şi tehnici moderne de modelare şi conducere a sistemelor cibernetico-industriale.

Partea a III—a se intitulează ,,Aplicaţii ale modelării cibernetice la analiza sistemelor industriale", şi cuprinde :

cap. VI, care se ocupă de un model de prognoză pentru alocarea resurselor ;

cap. VII se ocupă de analiza stărilor entropice pe diferite sisteme cibernetico-industriale.

Autorul, preocupîndu-se mai mult de acest aspect, prezintă în acest capitol şi o aplicaţie practică privind metoda analizei stărilor entropice pe exemplul unor uzine constructoare de maşini.

Lucrarea este însoţită de lista bibliografică cuprinzînd titlurile consultate.

Prin actualitatea domeniului cercetat, lucrarea ,,Modelarea cibernetică în industria construcţiilor de maşini" este deosebit de interesantă şi poate constitui un instrument de lucru pentru colectivele de conducere din întreprinderile industriei construcţiilor de maşini.

A. Lazarovici

Probleme actuale ale cercetării ştiinţifice

Editura Academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti 1972

Volumul apărut sub titlul ,,Probleme actuale ale cercetării ştiinţifice" cuprinde lucrările unei sesiuni ştiinţifice a Academiei Republicii Socialiste România. Sesiunea s-a desfăşurat cu ocazia Adunării Generale a Academiei R.S.R. a şi fost consacrată dezbaterilor problemelor actuale ale cercetării ştiinţifice legate de realizarea unor obiective ale planului cincinal în curs.

Comunicările prezentate se referă la domenii diferite, reflectînd laturile principale ale vieţii sociale. Astfel cele 14 comunicări publicate în volum, cuprind aspecte ale preocupărilor ştiinţifice din domeniile matematicii, fizicii, ştiinţelor tehnice, biologiei, cît şi probleme legate de rolul ştiinţelor sociale, al culturii şi educaţiei ideologice în societatea contemporană.

Prima comunicare intitulată ,,Coordonate fundamentale ale progresului ecomomic-social al României în etapa făuririi societăţii socialiste multilateral dezvoltate" autor profesor *Manea Mănescu* membru corespondent al Academiei R.S. România examinează o serie de aspecte care definesc progresul economico-social al României în strînsă legătură cu caracteristicile fundamentale ale etapei societăţii socialiste multilateral dezvoltate.

Dezvoltarea ascendentă a producţiei materiale constituie o bază pentru progresul general al societăţii se face necesară în continuare asigurarea ratei înalte a acumulării, reflectată în decizia politică asupra strategiei economice de repartizare a investiţiilor în acest sens. Autorul subliniază că dezvoltarea ţării noastre este strîns legată de continuarea într-un ritm susţinut a industrializării socialiste, de modernizarea structurii economiei în ansamblu şi a industriei în special. O altă problemă se referă la creşterea eficienţei în toate departamentele vieţii sociale şi economice, ca o problemă centrală a strategiei economice. În acest context autorul comunicării examinează importanţa utilizării raţionale a resurselor de care dispune societatea, reducerea cheltuielilor materiale, creşterea productivităţii muncii sociale, creşterea rentabilităţii etc. Comunicarea se ocupă de rolul ştiinţei şi învăţămîntului ca factori activi ai dezvoltării sociale în general şi a dezvoltării economiei în special.

Următoarele comunicări se intitulează ,,Rolul cercetării matematice în etapa actuală" de acad. *Miron Nicolescu* preşedintele Academiei R.S. România şi ,,Contribuţia cercetărilor din domeniul fizicii la realizarea sarcinilor prevăzute în planul cincinal 1971—1975" de prof. *Ion Ursu* membru corespondent al Academiei R.S. România. Comunicările se ocupă de rolul acestor domenii ştiinţifice în contextul actual al dezvoltării sociale, a pătrunderii lor în activitatea practică, în rezolvarea concretă a problemelor ştiinţei şi tehnicii. Autorii se ocupă în continuare de măsurile adoptate în Republica Socialistă România pentru dezvoltarea rapidă a unor activităţi creatoare în general, iar în mod special cum au fost afectate domeniile de matematică şi fizică pentru realizarea obiectivelor planului de stat.

Acad. *Ştefan Bălan* prezintă comunicarea ,,Rolul cercetării ştiinţifice din domeniul mecanicii solidelor în realizările actuale ale economiei". În articol sînt prezentate domeniile principale prin care mecanica corpurilor solide pot asigura o dezvoltare economică cu particularitatea pentru domeniile construcţiilor şi al maşinilor. În construcţii, în domeniul mecanicii corpurilor solide cîteva probleme fundamentale sînt subliniate de autor cu referire la structurile, metodele de calcul, cît şi problematica materialelor de construcţie (creşterea rezistenţei şi reducerea greutăţii specifice). În domeniul construcţiilor de maşini, mecanica corpurilor solide examinează mecanismele, calculul maşinilor, reducerea frecărilor, toate contribuind la micşorarea greutăţii maşinilor, reducerea consumului de combustibil şi ameliorarea parametrilor maşinilor.

Acad. *Dumitru Dumitrescu* îşi intitulează studiul ,,Remarce privind activitatea de cercetare ştiinţifică în domeniul hidraulicii teoretice şi aplicate privind planul prioritar—cincinal". În prima parte autorul prezintă direcţiile cercetării în domeniile hidraulicii teoretice aplicative consemnate în planul de cercetare prioritar 1971—1975 elaborat de Consiliul Naţional pentru Stiinţă şi Tehnologie. În continuare se face o analiză a modului cum este abordată această cercetare în domeniul hidraulic. Se insistă asupra modului de cooperare a unităţilor la nivel superior (centre de cercetare şi acestea cu unităţi departamentale), contribuţia lor la realizarea planului prioritar ; în continuare autorul dă o serie de sugestii privind realizarea unei legături între învăţămînt şi cercetare prin proiectele de stat, teze de doctorat ; necesitatea intensificării colaborării între specialişti din diverse unităţi de cercetare prin schimb de experienţă, simpozioane pe teme comune, mese rotunde etc. ; metode pentru formarea unui personal de înaltă calificare profesională în domeniul cercetării prin organizarea cursurilor postuniversitare, specializare în ţară şi străinătate, dezvoltarea sistemului informaţional.

Prof. *Constantin Aramă* membru corespondent al Academiei R.S. România se ocupă în comunicare de ,,Cercetarea în construcţia de maşini". Autorul expune succint sarcinile importante ale industriei construcţiilor de maşini în actualul plan cincinal, detaşînd caracteristicile şi noutăţile mutaţiilor calitative prevăzute pentru această industrie. Sînt dezvoltate implicaţiile care derivă de aici pentru activitatea de cercetare în construcţii mecanice, insistîndu-se asupra necesităţii de a lua parte cu fermitate la cercetarea pentru dezvoltarea industriei mecanice şi a produselor sale. Autorul insistă de asemenea pe necesitatea unei intensificări a cercetării de dezvoltare şi aplicării industriale a concepţiilor proprii, originale, ţinîndu-se seama de potenţialul şi experienţa acumulată în elaborarea proiectelor, în cercetare şi producţie.

Sînt prezentate cîteva produse pentru care se poate deja aplica acest principiu şi cîteva direcţii care trebuie să fie cultivate pentru competitivitate pe piaţa internaţională şi pentru dezvoltarea exportului nu numai a produselor finite, ci şi a inteligenţei şi a tehnologiei. În fine, autorul subliniază că, realizarea sarcinilor importante ale planului cincinal impune de asemenea o acţiune fermă privind indicaţiile de partid pentru ca aportul ştiinţei şi a concepţiilor originale să contribuie la rezolvarea problemelor complexe precizate în planul cincinal.

Conf. dr. *Dan Pavelescu* a prezentat comunicarea intitulată ,,Rolul tribologiei în prezentul plan cincinal". Autorul arată caracterul multidisciplinar al tribologiei (frecare, uzură, lubrificaţie) care solicită participarea numeroaselor discipline şi departamente economice : construcţiile de maşini, transporturile de toate categoriile, industria lubrefianţilor, mecanică fină, metalurgie etc. Comunicarea prezintă problemele actuale şi importanţa ştiinţifică şi economică ale tribologiei interesul pentru economia naţională, pentru actualul plan cincinal şi pentru perioadele următoare.

Volumul mai cuprinde comunicările ,,Resursele minerale ale Banatului şi valorificarea lor în cincinal" de Acad. *Al. Codarcea*; ,,Interrelaţia om-biosferă în civilizaţia industrială de Acad. *St. Milcu*;
,,Rolul biologiei în redresarea mediului de viaţă al omului" de Acad. *Emil Pop*;
,,Influenţa omului asupra echilibrului hidrosferă-biosferă" de prof. dr. A.*C.Banu*;
,,Ştiinţele sociale şi rolul lor în societatea contemporană" de *Ion Goliat*;
,,Probleme ale culturii şi educaţiei ideologice în perspectiva cincinalului" de Acad. *C. Ionescu — Gulian*:
,,Învăţămînt, cercetare, producţie" de prof. *St. Bârsănescu* membru corespondent al Academiei R.S. România.

Volumul publică cuvîntul de încheiere a sesiunii ţinut de Acad. *Miron Nicolescu*, preşedintele Academiei R.S. România şi lista cu premiile acordate de Academia R.S. România în sesiunea susmenţionată.

A. Lazarovici

E. BĂLTĂREŢU. **Pompe centrifuge**. Bucureşti, Editura tehnică 1972, 80 pagini, 14 planşe.

Sub semnătura inginerului Ernest Băltăreţu, laureat al Premiului de Stat, Editura tehnică publică lucrarea ,,Pompe centrifuge". Pe parcursul a 80 de pagini autorul cercetează relaţiile existente dintre condiţia de fabricaţie şi condiţia de funcţionare a acestor maşini. Tocmai acest criteriu al corelaţiei şi legăturii directe care stă la baza lucrării face ca interesul faţă de carte al cadrelor inginereşti, al cercetătorilor şi studenţilor facultăţilor tehnice să fie justificat, determină receptivitate faţă de regulile pe care autorul le recomandă în analizarea dimensională a pompelor. Pentru atingerea acelui aspect indispensabil avîntului economic caracteristic construirii societăţii socialiste multilateral dezvoltate din ţara noastră — calitatea produselor — trebuie ca activitatea practică, concretă a fiecărui salariat să aibă în vedere condiţiile în care se va face exploatarea maşinii. Aceasta implică însă — mai ales pentru lucrătorii din munca de concepţie — apelarea la criteriile ştiinţifice ce permit determinarea optimă a condiţiilor dimensionale.

Ţinînd seamă de efectele legilor reproducerii formelor şi dimensiunilor în procesele de fabricaţie, lucrarea iniţiază şi dezvoltă analiza funcţionalităţii pompelor centrifuge în perspectiva realităţii fizice a pieselor componente. Documentaţia de execuţie este o primă etapă menită să stabilească cu precizie varianta cea mai economică din punct de vedere constructiv şi funcţional. Ca în orice domeniu al producţiei industriale, scopul economic angajează şi în cazul realizării pompelor resursele asociate din proiectare şi tehnologie. Examinînd detaliat cerinţele funcţionale ale maşinilor ce fac obiectul cercetării, autorul a ţinut seamă de numeroasele aspecte care pot apărea de la caz la caz. Ajungîndu-se cu proiectarea pînă la limitele activităţii tehnologului acesta are la dispoziţie posibilităţi bine definite pentru a recurge la rezolvările de fabricaţie corespunzătoare activului de utilaje de care dispune întreprinderea, în sensul realizării rentabilităţii maxime.

Căutînd şi evidenţiind relaţiile dintre cerinţele impuse de fabricaţie şi condiţiile impuse de funcţionarea pompelor centrifuge, autorul determină clasificări ale pieselor din familia mare a pompelor centrifuge, care, prin ordonarea cerinţelor constructiv-funcţionale permit sistematizarea activităţii de proiectare a pompelor, independent de extinderea varietăţii sortimentului sau de mărimea unităţii de proiectare.

Bogata bibliografie pe care autorul a utilizat-o în elaborarea lucrării şi experienţa sa de constructor-şef la Uzina de pompe din Bucureşti au conlucrat în egală măsură la realizarea unei lucrări ce se prezintă ca un ghid de deosebită utilitate în activitatea tuturor celor ce vin în contact direct sau indirect cu asemenea maşini. Începînd cu prezentarea lanţurilor de dimensiuni la pompele centrifuge şi continuînd cu condiţiile funcţional-constructive de relativitate longitudinală şi transversală, cititorul găseşte în paginile cărţii o multitudine de elemente necesare adoptării în proiectare a soluţiilor celor mai eficiente. Dar, concomitent cu aceasta, lucrarea rămîne şi o invitaţie adresată şi celor care lucrează în alte specialităţi de a defini particularităţile capabile să deschidă căi interesante în evoluţia concepţiei şi fabricaţiei produselor din sfera lor de activitate.

,,Pompe centrifuge" conţine şi o anexă cu 14 planşe. Sînt prezentate aici lanţurile longitudinale ale celor mai răspîndite tipuri de pompe ca Siret, Jiu, Olt etc. Construcţiile de tipul Sadu, Terma, Mil etc. sînt de asemenea reprezentate în anexă.

Ing. Ioan Voicu

Cronică

Tîrgul Internaţional de Primăvară din Leipzig — 1973, mijloc eficace pentru confruntarea tehnicii avansate

Recent Ambasada R. D. Germane în R.S. România a organizat o conferinţă de presă dedicată Tîrgului Internaţional de primăvară de la Leipzig. Cu acest prilej s-a evidenţiat faptul că în acest an vor fi prezenţi la Tîrg peste 9 000 producători de construcţii tehnice şi de bunuri de consum, din 60 ţări, pe o suprafaţă de expunere de 350 000 m². Ultimele realizări vor ilustra performanţele deţinute de ţările participante şi vor permite importante schimburi de experienţă. Se preconizează ca sub multiple forme expoziţiile ţărilor socialiste să contribuie la lărgirea cooperării economice socialiste. În scopul intensificării schimburilor de experienţă ştiinţifică şi tehnică dintre ţările socialiste, grupuri de experţi şi specialişti vor sta la dispoziţia participanţilor ce îşi vor desfăşura activitatea în cadrul unui nou organism creat: ,,Technik — Information".

Exponentele ce vor fi prezentate din 26 ramuri tehnice şi 22 ramuri de bunuri de consum se prevede a fi de înaltă calitate. Conform noii structuri a Tîrgului de Primăvară, un loc prioritar va fi ocupat de maşinile-unelte şi de utilajele din 20 ţări, de către construcţiile mecanice grele şi construcţia instalaţiilor, precum şi metalurgia din peste 20 ţări, de tehnica de automatizare, electrotehnica şi electronica din circa 22 ţări, de asemenea de către maşinile agricole şi materialele tehnice ale industriei alimentare din peste 19 ţări. Produsele din domeniul bunurilor de consum vor fi prezentate în Palatul Tîrgului, în centrul oraşului, iar suprafaţa de prezentare va fi ocupată de expozanţii din peste 40 de ţări.

Peste 6 000 expozanţi din ţările socialiste, printre care 300 întreprinderi de comerţ exterior, vor aduce în oraşul Tîrgului dovada progresului realizat.

Întreprinderile exportatoare ale R.D. Germane vor reprezenta toate ramurile industriale. R.S. România, R.P. Polonă, R.S.F. Iugoslavia, R.S. Cehoslovacă, R.P. Ungară, R.P. Bulgaria şi Uniunea Sovietică care ocupă, după R.D. Germană, cea mai importantă suprafaţă, vor fi reprezentate prin ramurile cele mai importante ale economiei lor. Mai mult decît atît, aceste ţări ca şi Republica Populară Chineză, Republica Cuba, Republica Democrată Vietnam întreţin centre de informaţie sau standuri colective.

Participarea tinerelor state — printre care India, Republica Arabă Egipt, Republica Irak, Republica Democrată Populară Algeria, Siria şi Chile, se caracterizează prin expoziţii colective care prezintă într-o măsură crescîndă produse industriale generale alături de produse specifice acestor ţări.

Participarea a peste 25 ţări industriale capitaliste, printre care Franţa, Italia, R.F. a Germaniei Tările-de-Jos, Marea Britanie, Suedia, Finlanda, Austria, Japonia, Belgia, Elveţia, dovedeşte întărirea relaţiilor economice şi dezvoltarea comerţului Est-Vest.

În decursul numeroaselor manifestări, expozanţii şi vizitatorii Tîrgului de Primăvară — 1973, din Leipzig (peste 35% vor fi tehnicieni) vor putea face un rodnic schimb de informaţii şi experienţă ştiinţifică şi tehnică, ceea ce va fi în folosul activităţii economice. Camera tehnicii a R.D.G. va organiza colocvii pe teme privind electronica de forţă şi tehnica de microfilme, precum şi un simpozion privind tehnica de modelare.

Un program de conferinţe întocmit de expozanţi va cuprinde un număr de 150 expuneri din ţară şi de peste hotare; se vor trata diferite subiecte, pe zile. Metodele raţionale ale utilizării metalelor, utilizarea industrială a tehnicii de calcul electronic şi mecanizarea în construcţii vor fi pe primul plan al interesului general.

M.D

CONSILIUL NAŢIONAL
al
INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR

şi

INSTITUTUL
de
CERCETĂRI METALURGICE
din
MINISTERUL INDUSTRIEI METALURGICE

organizează

SIMPOZIONUL

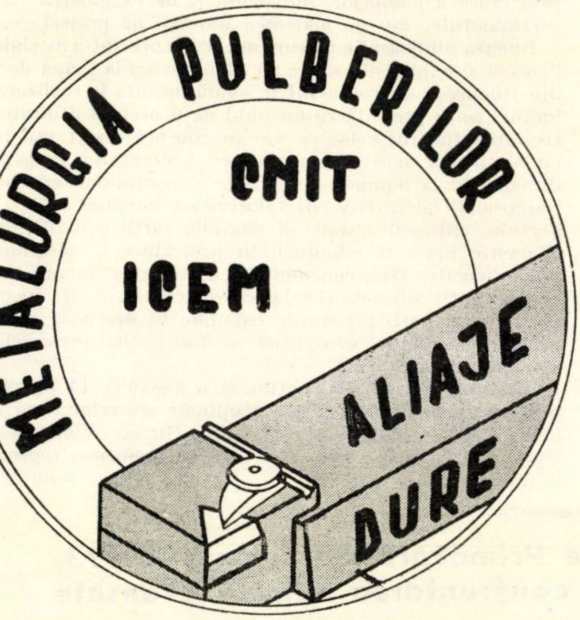
„ALIAJE DURE OBŢINUTE PRIN METALURGIA PULBERILOR, CERCETĂRI, PRODUCŢIE, UTILIZĂRI, PERSPECTIVE"

între 14 şi 16 iunie 1973

în

BUCUREŞTI

sala CNIT din Calea Victoriei 118—et. I—



Se vor prezenta referate din următoarele domenii:

- Materii prime pentru obţinerea aliajelor dure
- Tehnologia elaborării aliajelor dure (materiale, reperea)
- Probleme privind prelucrarea aliajelor dure
- Probleme de prelucrare prin aşchiere a metalelor
- Aspecte legate de prelucrarea prin deformare plastică a metalelor
- Metode de control
- Utilizarea aliajelor dure

Informaţii suplimentare se pot obţine la I.C.E.M.—Laboratorul de metalurgia pulberilor, telefon 49.53.65, ing. Paul Nicolae

SIMPODUR

Dialogul „Ştiinţă-Producţie" purtat în cadrul celei de a VI-a sesiuni anuale de comunicări tehnico-ştiinţifice la uzina „Autobuzul"

La sfîrşitul lunii noiembrie 1972 a avut loc în sala de conferinţe a uzinei ,,Autobuzul" din Bucureşti defăşurarea celei de a VI-a sesiuni anuale de comunicări tehnico—ştiinţifice cu tema: ,,Preocupări actuale şi de perspectivă ale inginerilor şi tehnicienilor din U.A.B., pentru ridicarea competitivităţii produselor pe pieţele externe".

Sesiunea a fost organizată de conducerea uzinei şi de comitetul sindicatului prin comisia de ingineri şi tehnicieni. Ea s-a bucurat de o largă participare a cadrelor din învăţămîntul superior şi a inginerilor din alte uzine cu profil similar.

Multe din lucrările prezentate au şi fost confruntate cu producţia, fiind aplicate la realizarea noilor produse intrate în fabricaţie la uzina bucureşteană.

Se prezintă în continuare pe scurt cîteva dintre comunicări:

— *Imbunătăţirea caracteristicii de consum a autoutilitarelor T.V. prin studierea filtrului de aer motor*

Autori: ing. Gheorghe Piţulescu — director tehnic U.A.B. şi conf. dr. ing. Mircea Năstase — Academia militară.

Uzina ,,Autobuzul" a făcut un efort constant, în decursul timpului, în vederea micşorării consumului de combustibil la autovehiculele pe care le produce. Lucrarea prezentată arată tocmai una din măsurile luate în aest sens.

Se trec întîi în revistă elementele care caracterizează eficienţa unui filtru de aer: aptitudinea de filtrare (definită de pragul de filtrare, coeficientul de epurare şi capacitatea de reţinere a pragului), durata de utilizare şi căderea de presiune care se produce în filtru. Se studiază influenţa căderii de presiune din filtru asupra performanţelor motorului autoutilitarelor TV, în scopul micşorării consumului de combustibil. Se constată, şi se verifică experimental, că la tipul filtrului de la autoutilitarele TV (cu baie de ulei şi cartuş filtrant) căderea de presiune în funcţie de debitul de aer este cea mai mare în comparaţie cu celelalte tipuri de filtru (ciclon, cu hîrtie ş. a.). Pentru determinarea modului cum influenţează variaţia de presiune din filtru asupra puterii şi consumului de combustibil s-au executat 10 variante de filtru (diverse forme ale fantelor de aspiraţie, menţinerea şi eliminarea capacului, schimbarea numărului de spire în cartuşul filtrant, schimbarea cantităţii de ulei), ceea ce a permis să se modifice căderea de presiune în limite suficient de largi. S-au măsurat puterea, consumul orar şi consumul specific la sarcina de 100%.

S-a observat o dependenţă directă între mărimile caracteristice ale motorului şi pierderea de presiune din filtru. Astfel, o dată cu mărimea turaţiei, modificările constructive ale filtrului produc variaţii mai mari ale depresiunii. Pentru aceeaşi variantă de filtru, depresiunea variază între 70 şi 200 mm col. apă la 2 000 rot/min şi între 200 şi 450 mm col. apă la 3500 rot/min. Consumul orar de combustibil creşte iniar cu depresiunea, influenţa fiind mai puternică la regimuri de turaţie mai mică. Puterea scade cu creşterea depresiunii produse de filtru. Scăderea este cu atît mai importantă cu cît regimul de turaţie este mai mare (de la 2 CP pentru 2 000 rot/min, la 5–6 CP pentru 3 000–3500 rot/min). Consumul specific de combustibil variază în limite foarte mari ca urmare a efectului combinat al dependenţei consumului orar şi a puterii faţă de depresiune. Influenţa este mai puternică la turaţii mici, pentru o cădere de presiune de 100 mm col. apă, obţinîndu-se următoarele variaţii ale consumului specific de combustibil: 70 g/CPh la 2 000 rot/min şi 20 g/CPh la 3500 rot/min. La experimentările efectuate cu motorul fără filtru s-a constatat că se dezvoltă puteri mai mici, ceea ce conduce la consumuri specifice mai mari. Aceasta se explică prin faptul că motorul fără filtru funcţionează cu dozaje foarte sărace. S-a constatat de asemenea că nivelul de ulei din filtru nu are nici o influenţă asupra parametrilor cercetării.

În încheiere se trage concluzia că forma constructivă a filtrului de aer influenţează, prin cădere de presiune, în primul rînd consumul specific de combustibil şi prin urmare se impune reducerea pierderilor de presiune la acest subansamblu. Se propun modificări constructive care vor duce la micşorarea consumului de combustibil. După ce aceste modificări au fost verificate pe banc se va trece la omologarea lor pe maşină şi la aplicarea la serie începînd din 1973.

Aplicarea unei metode noi de calcul la proiectarea bazei caroseriei portante a autoutilitarelor TV 12.

Autori: ing. Ion Rădulescu — şef birou proiectare U.A.B. şi ing. Richard Winter — cercetător principal la Centrul de mecanica solidelor.

Baza portantă a caroseriei noilor autoutilitare TV reprezintă structura formată din lonjeroane, traverse şi console construite ca profile deschise care formează un tot cu podeaua asamblat prin sudură prin puncte. Metoda folosită pînă acum era deficitară prin premisele de calcul prea simplificatoare. În noua metodă de calcul s-au luat în considerare pentru evaluarea cît mai reală a cazurilor de solicitare următoarele ipoteze:

Sarcinile care acţionează asupra bazei caroseriei sînt formate din componente statice la care se adaugă, cu efecte distructive deosebite, forţele de inerţie care apar în timpul funcţionării vehiculului. Efectul acceleraţiilor care iau naştere la pornire, la frînarea vehiculului, la mersul în curbe, la trecerea peste obstacole, cît şi la rularea obişnuită datorită denivelărilor drumului, induce în structura bazei caroseriei forţe de inerţie aleatorii cu efect de distrugere prin oboseală.

Preluarea acestor efecte se poate face, cu rezultate satisfăcătoare atît din punct de vedere al rezistenţei cît şi al economiei de material, cu o structură reticulară din profile deschise (şasiul), care se închide cu o placă formată din podea, asamblarea făcîndu-se prin procedeul sudării prin puncte.

Se prezintă modul de conlucrare elastică dintre placă şi structura reticulară (dintre podea şi şasiu), solicitările din sistem şi calcul formelor critice din îmbinări pe baza teoriei conlucrării.

Metoda de calcul expusă în lucrare s-a folosit la dimensionarea podelei portante a autoutilitarelor TV 12. Generalizarea acestei metode şi elaborarea unui program pentru calculatorul electronic I B M în colaborare cu C M S şi I C PAT vor pune la îndemîna proiectanţilor din construcţia de autovehicule şi din alte domenii un instrument de calcul modern şi cu efecte economice importante.

— *Execuţia prototipului şi probele de omologare ale primului troleibuz tiristorizat românesc construit de I.C.P.E. în colaborare cu U.A.B.*

A fost prezentat un troleibuz TV 20 — E pe care s-a montat un echipament de comandă a motorului de tracţiune, cu tiristoare, Troleibuzul este în exploatare curentă la I.T.B. (pe traseul nr. 84) din luna mai 1972.

Lucrările de cercetare, proiectare, execuţie şi experimentare au fost executate de către un colectiv de cercetători de la I.C.P.E., în colaborare cu uzina „Autobuzul", şi s-au extins pe o perioadă de cinci ani în mai multe etape principale: experimentări şi cercetări pe modele de 2 kW şi apoi de 7,4 kW; încercări statice şi dinamice pe troleibuzul articulat TV 2 EA (la I.C.P.E. pe pista U.A.B. şi pe un traseu I.T.B.); probe de omologare curentă la I.T.B.

S-a trecut apoi la prezentarea schemei electrice, precum şi a echipamentului electric cu tiristoare de 74 kW compus din reglor de curent continuu cu tiristoare, filtru de reţea, blocul de comandă, blocul de alimentare şi controlerul, care reprezintă o noutate în tehnica mondială. Noutatea constă în funcţionarea regulatorului de curent continuu cu frecvenţă reglabilă şi anume: cu frecvenţă mică (de circa 120 Hz la capetele de reglare) şi cu frecvenţă mare (de circa 400 Hz la mijlocul plajei de reglare). Această soluţie, în comparaţie cu alte echipamente cu tiristoare din străinătate, are avantajul unei game bune de reglaj al tensiunii de alimentare a motorului şi, în acelaşi timp, frecvenţa ridicată la mijlocul plajei de reglare a dus la realizarea unui filtru de reţea de trei ori mai uşor în comparaţie cu filtrele similare ale firmelor străine.

Blocul de comandă electronic, realizat cu tranzistoare cu siliciu şi tranzistoare unijoncţiune, realizează impulsurile de comandă pentru comanda tiristoarelor de forţă şi de stingere, decalabile în funcţie de comanda de la control; în plus, aceste impulsuri nu se pot suprapune în nici o situaţie care ar duce la aprinderea simultană a celor două grupuri de tiristoare. Schema electrică aduce noutatea că la frînarea reostatică care este foarte eficace, rotorul debitează pe o rezistenţă de frînare, iar eficacitatea frînării se obţine cu regulatorul cu tiristoare care modifică în mod continuu curentul de excitaţie al motorului în funcţie de apăsarea pedalei de frînare.

În final au fost stabilite următoarele avantaje; economie de energie electrică de minimum 35%; la aceeaşi acceleraţie medie în timpul perioadei de demaraj, şocuri iniţiale mai mici; în perioada de pornire, maşina ia din reţea un curent mai mic de 10 A care apoi creşte liniar, faţă de troleibuzul motor care în această perioadă ia un curent de 200 A; frînarea electrică deosebit de eficace duce la menajarea frînei de serviciu.

— *Noi tipuri de autobuze urbane în curs de asimilare la U.A.B.*

Autori: ing. şef concepţie Constantin Deaconu, ing. Gh. Iancu şi ing. Gh. Popescu.

Lucrarea face o trecere în revistă a tendinţelor de dezvoltare ale mijloacelor orăşeneşti de transport în comun din România şi din alte ţări şi arată ritmurile de dezvoltare rapidă în acest domeniu, ritmuri datorite urbanizării, măririi mobilităţii populaţiei, renunţării la folosirea internă a autoturismelor proprii din cauza aglomerării drumurilor publice ş. a. Se arată de asemenea avantajele dezvoltării transportului orăşenesc cu autobuzele şi în special cu autobuzele de mare capacitate.

U.A.B. a lansat gama de autobuze (urbane şi rutiere) pînă la autobuzul de medie capacitate inclusiv; în prezent sînt în curs de asimilare noi tipuri de autobuze urbane de medie şi mare capacitate echipate cu motor Diesel.

Pentru asigurarea transportului urban, U.A.B. va produce în următorii ani:

— autobuzul urban de mare capacitate ROMAN 112 UD;
— autobuzul urban de medie capacitate TV 109 UD;
— troleibuzul urban de mare capacitate TV 112 E.

Autobuzul urban de mare capacitate va avea fluxul de călători în sensul tradiţional din ţara noastră: urcarea prin platforma spate, coborîre prin uşile mijloc şi faţă. Motorul ROMAN de 192 CP, orizontal, va fi amplasat între punţi. În continuare se prezintă caracteristicile celorlalte subansamble: cutie de viteze în 4 trepte sincronizată sau o transmisie automată, suspensie pneumatică, axa faţă cu roţi independente, sistem de frînare cu două circuite complet separate (hidraulic pentru roţile faţă şi pneumatic pentru roţile spate), mecanism de direcţie servoasistat, structură de rezistenţă autoportantă realizată numai din ţevi rectangulare. Puterea specifică de 12 CP/t şi cuplul maxim de 70 kgm asigură calităţi dinamice corespunzătoare unei maşini urbane moderne.

Autobuzul urban de medie capacitate va fi echipat cu un motor Diesel de 135 CP amplasat pe consola spate şi va avea un mare grad de unificare cu autobuzul de mare capacitate.

Troleibuzul de mare capacitate va fi derivat din autobuzul urban respectiv şi echipat cu un motor UMEB de 110 kW. Sistemul de comandă al motorului va fi tiristorizat.

Se arată în continuare modul cum autobuzele prezentate corespund cerinţelor, normelor constructive, de confort, de poluare.

Închiderea lucrărilor a fost făcută de Mircea Constantinescu — preşedintele comitetului sindicatului uzinei ,,Autobuzul".

Sesiunea s-a bucurat de un deosebit succes, constituind totodată, prin nivelul lucrărilor, o nouă afirmare a ştiinţei şi tehnicii româneşti, şi evidenţiind preocupările inginerilor şi tenicienilor uzinei ,,Autobuzul" de a realiza produse la înălţimea cerinţelor mondiale.

Ing. *Dan Vuerich*

◆

Maşini şi echipamente de înaltă calitate fabricate în R.D.G.

Tîrgul internaţional Bucureşti a oferit prilejul prezentării unor maşini şi echipamente moderne pentru toţi expozanţii. În acest cadru, Republica Democrată Germană a participat cu o gamă largă de produse reprezentative ale opt întreprinderi de comerţ exterior. Studiul atent al participării industriei R.D.G. la prestigioasa manifestare care a fost Tîrgul Internaţional Bucureşti 1972 — prilejuieşte cronicarului consideraţiile ce urmează asupra unor ramuri de specialitate.

Instalaţii pentru prelucrarea datelor. Ramura industrială de maşini de birou şi de prelucrarea datelor s-a prezentat la Bucureşti cu sisteme şi aparate moderne pentru prelucrarea informaţiilor. Posibilităţi variate de utilizare, eficienţă şi siguranţă sînt principalele caracteristici ale produselor combinatelor ROBOTRON şi ZENTRONIK, reprezentate de întreprinderea de comerţ exterior Büromaschinen — Export GmbH.

Un produs mult solicitat din această branşă este noul sistem PRS 4 000 pentru calcularea proceselor, produs al VEB Kombinat ROBOTRON (fig. 1). El se poate folosi în cele mai diferite domenii ale industriei la conducerea proceselor continue şi discontinue, preluînd printre altele înregistrarea şi prelucrarea valorilor măsurate, comanda procesului şi a programului, reglarea numerică directă şi în fine optimizarea proceselor. Alte domenii de aplicare sînt de exemplu : automatizarea proceselor de verificare, comanda maşinilor-unelte şi sistemelor de aparate complicate, precum şi soluţionarea de probleme de transport. Sistemul PRS 4 000 se poate utiliza de asemenea cu succes drept calculator.

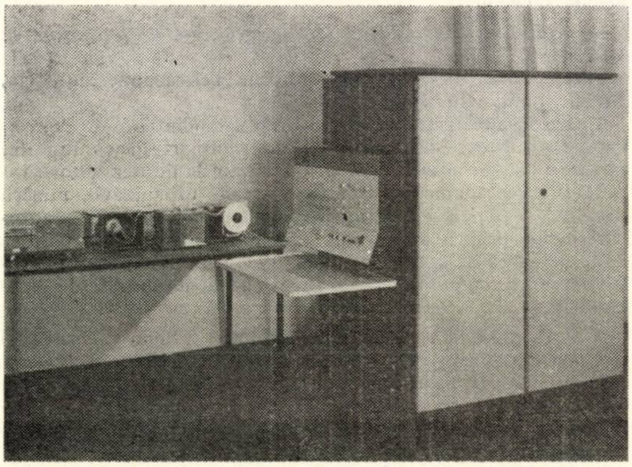


Fig. 1

Combinatul VEB Zentronik a prezentat o paletă de produse reprezentative de calculatoare electronice şi aparate anexe care se pot asambla la cele mai diferite sisteme, corespunzînd cerinţelor beneficiarilor. Cu acest complex de aparate se pot soluţiona în mod raţional îndeosebi probleme de planificare, conducere şi control ale procesului de producţie în întreprinderi mici şi mijlocii sau în sisteme parţiale ale unor întreprinderi mari.

Instalaţia electronică cu comandă program Daro Cellatron C 8205 este un calculator numeric de mare eficienţă şi universal utilizabil, atît ca instalaţie de prelucrarea informaţiilor cît şi ca ordinator satelit pentru instalaţii de prelucrarea datelor mai mici. La programarea optimală se pot efectua cu această instalaţie circa 2400 de operaţii organizatorice pe secundă. Cercetători, tehnicieni, economişti şi cadre de organizare pot efectua cu acest calculator, într-un timp scurt, în mod exact, multe operaţii complicate.

Automatul electronic de decontare Daro Soemtron 385/12 reuneşte posibilităţile unor automate pentru statistică, contabilitate şi decontare.

Aparate de măsură şi similare REI. Ramura industrială RET, de tehnica comunicaţiilor şi de măsurare, este unul din cei mai însemnaţi exportatori de instalaţii din R.D.G. Sistemele de aparate şi instalaţii contribuie la desfăşurarea raţională a serviciilor de comunicaţii (comunicaţii telefonice şi telex, transmiterea datelor, radio şi televiziune) şi permit în plus unele servicii speciale în cadrul navigaţiei maritime şi aeriene, poliţiei, serviciilor de transmisiuni etc. Printre produsele care se bucură de o cerere crescîndă datorită marii lor eficienţe, a uşurinţei de adaptare şi siguranţei în funcţionare se numără centralele de conectare după coordonate ale seriei de tipuri ATZ, sisteme de frecvenţă purtătoare pe canale joase şi înalte, aparate terminale pentru tehnica comunicaţiilor telefonice şi telex, ca de exemplu staţia telefonică de birou Variant, precum şi instalaţii de radioemisie şi recepţie pentru cele mai diferite utilizări.

Cu modernele aparate şi sisteme de tehnica comunicaţiilor, RFT are o participare de seamă la dezvoltarea reţelelor de telecomunicaţii din toate ţările membre CAER, precum şi la instalarea de astfel de linii în diferite ţări în curs de dezvoltare. Un important proiect îl constituie conducta internaţională de ţiţei ,,Prietenie II" pentru care RFT livrează cea mai mare parte a instalaţiilor de telecomunicaţie.

Instalaţiile de tehnica comunicaţiilor din R.D.G. au dus o contribuţie de seamă la lărgirea reţelelor telefonice şi telex din ţara noastră.

Maşini-unelte. Construcţia de maşini-unelte a RDG este una din acele ramuri industriale care exercită o influenţă hotărîtoare asupra progresului tehnic în multe ramuri ale economiei naţionale. Pentru industria de prelucrare a metalelor, această ramură pune la dispoziţie maşini cu o înaltă productivitate, centre de prelucrare şi soluţionări de sisteme, care se caracterizează printr-o deosebită adaptabilitate la condiţii şi probleme specifice.

Pînă în 1975 producţia de maşini-unelte aşchietoare din RDG va creşte cu 75%. La maşinile-unelte prin deformare, creşterea producţiei este planificată la 50%. La Tîrgul internaţional Bucureşti 1972, întreprinderea de comerţ exterior WMW — Export a fost reprezentată de o serie de produse dintre cele mai moderne a ramurii constructoare de maşini-unelte din R.D.G. Un rol însemnat îl joacă maşinile comandate numeric, care permit o considerabilă creştere a productivităţii muncii.

Strungul DFS 400/S1 garantează, datorită exactităţii de prelucrare şi marii capacităţi de aşchiere, o întrebuinţare extrem de economică. Un strung comandat numeric, care garantează şi la serii mici şi foarte mici (3—50 buc.) o producţie raţională este DF 315 L—NC.

Ca maşina de şlefuit ultraprecisă, pentru rectificarea oricărui format de profile, ca scule de ştanţare şi tăiere, şabloane sau rigle, se foloseşte maşina optică de rectificat profiluri SWPO 80 NC. Prin comanda numerică, a cărei programare se poate efectua maşinal, se permite scăderea timpului de prelucrare a unei piese cu pînă la 30%.

Aparate Zeiss pentru cercetare şi tehnică. Renumele de care se bucură VEB Carl Zeiss JENA este rodul unei experienţe acumulate de-a lungul a 125 de ani în domeniul producţiei de aparataj ştiinţific, precum şi al unui intens efort depus în domeniul perfecţionării tehnologiei de fabricaţie. Intreprinderea prezintă astăzi programe de sisteme, complexe de aparate şi piese auxiliare care permit soluţionări optime în probleme de cercetare şi producţie, precum şi la automatizarea şi raţionalizarea muncii intelectuale de rutină.

Centre noi de producţie şi cercetare, care au luat fiinţă în ultimii trei ani, secţii legate de profil ale Universităţii Friedrich Schiller din Jena, sisteme de perfecţionare a cadrelor la locul de muncă, o colaborare strînsă cu alte universităţi şi institute, precum şi colaborarea cu instituţiile de cercetare din U.R.S.S., permit întreprinderii VEB Carl Zeiss JENA să practice o cercetare fundamentală şi aplicativă pentru întreaga producţie de aparataj ştiinţific.

Instalaţii moderne de condiţionarea aerului. VEB Maschinenfabrik Halle şi-a cîştigat renumele de partener puternic al beneficiarilor interni şi externi în domeniul produselor de frigotehnică.

Strîns legate de confortul cotidian, în clădiri industriale şi utilizare, în birouri şi magazine sînt instalaţiile moderne de condiţionarea aerului. Necesarul de seturi de răcire a crescut vertiginos în ultimii ani.

Seturile de răcire, ale căror piese componente principale ca schimbătoare de căldură, compresoare şi instalaţiile de comutare şi reglare sînt constuite după principiul modular, pot fi livrate atît în execuţie semiermetică precum şi dechisă a compresorului, cît şi ca seturi de condensare şi evaporare. Instalaţia de reglare este astfel concepută şi construită încît să se poată conecta mai multe subansambluri între ele în vederea obţinerii unei capacităţi mai mari. Capacitatea de răcire se situează între 66 000 kcal/h şi 400 000 kcal/h. Ea se utilizează cu precădere pentru răcirea instalaţiilor de condiţionare a aerului.

Setul de răcire cu apă de tipul KWS 60—1 este cel mai mic din seria aceasta de tipuri. El este echipat cu un condensator al seriei de tipuri 60—4, distins cu medalia de aur la Tîrgul internaţional de la Leipzig.

Setul complet montat şi conectat, se livrează direct de la uzină în urma unor verificări minuţioase a capacităţii şi funcţionării. Dimensiunile acestei instalaţii permit transportul prin orice uşă conform normelor uzuale. Mediul de răcire R 22 garantează asamblarea în orice loc.

Întreprinderea de Comerţ Exterior TECHNOCOMMERZ oferă în Bucureşti, în afară de setul de răcire cu apă KWS 60—1, o gamă largă de alte produse ale firmei ILKA-Luft-und Kältetechnik — de la instalaţii de îngheţare pînă la instalaţii electronice complete de climatizare.

Tehnica informaticii. Peste 4 milioane de lucrări ştiinţifice sînt publicate anual într-un număr de reviste depăşind cifra de 100 000. Doar o cincime este însă efectiv valorificată. Rafturile bibliotecilor au devenit neîncăpătoare.

Unica soluţie pentru a face faţă acestui aflux informaţional este oferită de tehnica microfilmelor. Doar ea este capabilă să valorifice în mod optim baza ştiinţifică existentă şi continuu crescîndă. De aceea, combinatul VEB PENTACON DRESDEN a dezvoltat tehnica microfilmelor, care, în concepţia ei tehnică, este corelată cu cerinţele actuale şi viitoare ale sistemelor moderne şi unitare de informare de diferite mărimi şi pentru scopuri diferite. Aparatele sînt construite după principiul modular, astfel încît sînt posibile o combinare adecvată şi o extindere a sistemului. Din tehnica PENTAKTA pentru microfilme face parte un aparat de fotografiat pentru originale, cu text şi fotografii, pînă la formatul A 2, un automat de developare, precum şi aparate de copiat, duplicat şi mărit. Aparate de citit de mare eficienţă, ca PENTAKTA L 100 (fig. 2), permit o utilizare rapidă şi uşoară a informaţiilor acumulate. Toate aparatele, în mare parte automatizate şi uşor de mînuit, excelează prin remarcabila lor rentabilitate.

Piesa centrală a sistemului PENTAKTA este un film plan în formatul 105 × 148 mm. Pe aşa-numitul ,,microfiset" de mărimea unei cartoteci, de format A 6, se pot plasa 30, 60 sau 6 poze singulare. Printre avantajele tehnicii PENTAKTA pentru microfilme se numără spaţiul restrîns pe care-l ocupă, reducerea timpului de căutare şi punere, la dispoziţie, reproducerea simplă, expedierea comodă şi ieftină precum şi posibilitatea transmiterii în cel mai scurt timp a informaţiilor unui număr cît mai mare de interesaţi.

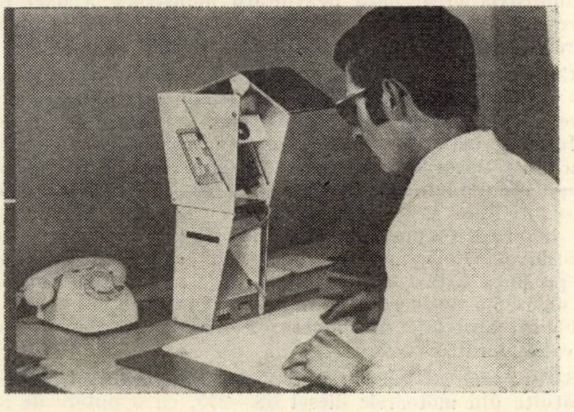


Fig. 2

Cartea din RDG. În cadrul Tîrgului internaţional Bucureşti, la expoziţia R.D.G., întreprinderea de comerţ exterior Deutsche Buch Export-Import GmbH, din Leipzig, a prezentat literatura tehnico-ştiinţifică apărută în cadrul editurilor R. D. G. Selecţia a cuprins în jur de 500 de cărţi şi reviste.

Tematica titlurilor prezentate s-a înscris în cadrul profilului general al expoziţiei R.D.G. şi a oferit, printre altele, cărţi tratînd despre tehnica automatizării şi a prelucrării datelor, precum şi a electronicii, hidraulicii şi a construcţiilor de maşini-unelte.

Editura ,,Die Wirtschaft" din Berlin a oferit publicaţii interesante referitoare la tehnica schemelor de reţele, cibernetică şi prelucrarea datelor în economia modernă. Alte edituri au adus completări la aceste teme, limitîndu-se la domeniul lor de specialitate; de exemplu, editura ,,Transpress" pentru trafic din Berlin publică lucrarea lui Richter ,,Analiza cibernetică a sistemelor de trafic economic. Economia traficului".

O gamă largă a prezentat cea mai importantă editură tehnico-ştiinţifică a R.D.G. Verlag Technik Berlin. Aici sînt redactate marea parte a publicaţiilor referitoare la electrotehnică, mecanică fină, construcţia de maşini şi tehnica automatizării. Cunoscute şi solicitate în întreaga lume sînt dicţionarele tehnice. Din această serie fac parte 10 titluri, printre care Dicţionarul politehnic francez-german şi german-francez, fiecare volum conţinînd circa 55 000 de termeni de specialitate. De o deosebită apreciere se bucură de asemenea şi în afara graniţelor R.D.G. seria ,,Automatisierungstechnik (tehnica automatizării), în care au apărut pînă în prezent peste 130 de titluri. Seria este concepută astfel încît să constituie o documentaţie permanentă pentru informarea rapidă asupra domeniilor de actualitate

K. Thiele
(Director al pavilionului R.D.G. la TIB)

◆

Performanţe ale industriei grele cehoslovace

Un nou prilej de a cunoaşte actualele performanţe ale motoarelor diesel l-a constituit cea de-a 2-a ediţie a Tîrgului internaţional Bucureşti.

Industria grea, baza dezvoltării industriale a unei ţări, a constituit, pentru Cehoslovacia, calea care a dus la promovarea tehnicii moderne pe culmile cele mai înalte.

Creşterea randamentului maşinilor, folosite de materiale noi în construcţia de maşini au contribuit la o rapidă dezvoltare a tuturor ramurilor industriale, în ultimii 20 de ani.

În construcţia de maşini, de care ne vom ocupa în special, una dintre laturile urmărite este fiabilitatea, calitate de care grupul constructorilor din ČKD-Praga ţine seamă în mod deosebit. Acest grup este un reputat constructor al motoarelor diesel care reprezintă o însemnată pondere în exportul cehoslovac. Noile motoare, competitive pe piaţa mondială, se prezintă astăzi mult îmbunătăţite, cu putere mărită, cu un regim de lucru şi număr de cilindri crescut etc.

Foarte apreciate sînt motoarele fixe şi cele pentru nave şi calea ferată.

S-au remarcat printre exponate grupurile electrogene alcătuite din motoarele diesel 6S–275, cu o putere de 390 CP şi o turaţie de 500 rot/min, motoarele diesel 6S–350, cu o putere de 675 CP şi o turaţie de 375 rot/min, destinate diverselor industrii, şi motoarele Diesel 6L–275 PN, cu o putere de 550 CP şi o turaţie de 500 rot/min, destinate navelor maritime, precum şi cele de 460 CP şi 600 rot/min.

Un motor foarte apreciat a fost motorul K 6S–310 DR, care desfăşoară o putere de 1 500 CP şi 775 rot/min, destinat tracţiunii. În acelaşi scop, dar cu performanţe mărite, se fabrică şi motorul diesel K12V–230 DR (fig. 1), a cărui putere este de 1800–2400 CP şi 1250 rot/min. De o apreciere deosebită s-a bucurat şi grupul de motoare diesel 9S–350 II PS de 1670 CP şi 375 rot/min.

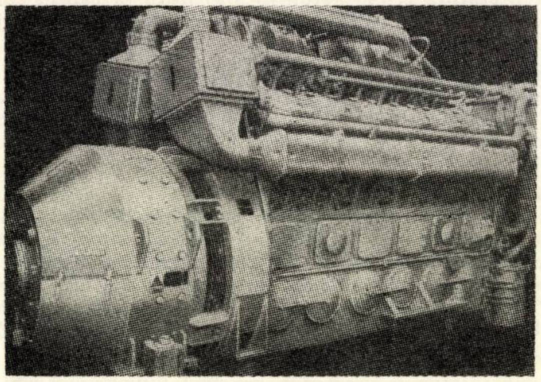


Fig. 1

Asupra tuturor acestor motoare s-a cercetat, printre altele, indicele de fiabilitate care a fost normalizat progresiv la scară internaţională. În afară de acestea, grupul ČKD-Praga are în programul de fabricaţie turbo-compresoare radiale şi axiale cu un foarte larg domeniu de utilizare. Compresoarele radiale sînt livrate de obicei pentru volume mai mici şi pentru o compresie de aer mai ridicată. Compresoarele axiale se utilizează pentru comprimarea de volume mari la presiuni mijlocii. Turbocompresoarele sînt fabricate pentru un volum ce variază de la 2500 m^3/h pînă la 1 000 000 m^3/h la o compresie de 1,2–30 kgf/cm^2. Pentru antrenarea compresoarelor se folosesc motoare electrice sau turbine cu vapori sau cu combustie. Algerea lor şi parametrii tehnici decurg din schemele energetice şi termice ale proceselor tehnologice după care funcţionează compresoarele. În general, statisticile arată că la compresoarele radiale cauzele mai frecvente care produc greutăţi în funcţionarea acestora se datorează roţilor şi zbaturilor, în timp ce pentru compresoarele axiale, – zbaturilor rotorului şi statorului. Deficienţele sînt cauzate mai adesea de eforturile dinamice execesive. Puterea maximă a motoarelor pentru maşinile livrate se cifrează la aproximativ 30 000 kW.

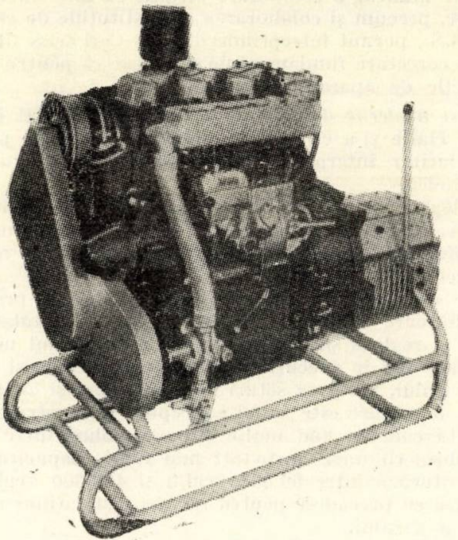


Fig. 2

Compresoarele axiale cu multe zbaturi prezintă o siguranţă deosebită în serviciu. Ele comportă 15 etaje şi sînt antrenate de o turbină cu vapori cu o putere de 9,8 MW.

Introducerea turbocompresoarelor în ciclurile tehnologice din numeroase sectoare industriale a dat importante rezultate tehnice şi economice.

O vastă activitate de livrare a instalaţiilor industriale de tip greu este remarcată în cadrul grupului de uzine ČKD. Astfel se livrează şi s-au livrat utilaje pentru uzine de agregate artificiale pentru industria costrucţiilor, pentru fabrici de ceramică, fabrici de ciment etc.

În încheiere menţionăm succesul deosebit obţinut în producţia schimbătoarelor de viteză continuă cu care industria grea cehoslovacă se situează printre cei mai mari producători din Europa.

Micile motoare diesel Slavia din grupul ČKD fabricate pentru o gamă de puteri variind între 5 şi 50 CP sînt utilizate la bărcile de salvare ale navelor. Acestea se pot conduce uşor, au o durată lungă lucrînd economic. Motoarele Slavia, cu răcire, fie cu apă, fie cu aer, sînt utilizate pentru mişcarea pompelor, compresoarelor, micilor locomotive etc.

Seria unificată a motoarelor diesel, îmbunătăţită în colaborare cu firmele ZKL-Brno şi Zbrojovka-Brno, a prezentat numeroase avantaje. Din această serie fac parte motoarele diesel cu răcire cu apă Zetor Z–2001, Z–2001 şi Z–40Q1. Deosebite avantaje prezintă şi motoarele diesel în linie, verticale, în patru timpi, cu injecţie directă în cilindru.

Figura 2 reprezintă unul dintre motoarele marine de tipul 3S–95 pentru bărcile de salvare. Cartierul este din fontă, culoarele sînt din aliaj (Al Mg). Bielele şi pistoanele asigură un mers calm motorului. Sistemul de alimentaţie cu combustibil este dotat cu o pompă de circulaţie care vehiculează şi uleiul. Combustibilul în exces este reintors în rezervor. Răcirea motorului este asigurată de către un ventilator elicoidal, fixat pe carcasă în faţa motorului.

Ing. *Dan Văileanu*

◆

Revista revistelor

Stanki i instrument

nr. 7, 1972

* Utilizarea economică a rezervelor de materiale.

Şuvalov, V. Iu. : Amortizoare hidraulice pentru organele mobile ale maşinilor-unelte.

Şaganov V. K. şi *Maksimov*, N. N. : Descărcarea hidraulică a mecanismelor cu şurub ale subansamblurilor grele din componenţa maşinilor-unelte.

Grin, E. A. şi *Kucer, I. M.* : Mecanisme de deplasare a subansamblurilor la maşinile-unelte automate.

Popov, V. I. şi *Loklev, V. I.* : Calculul stabilităţii la vibraţii în cazul prelucrării cu mai multe cuţite.

Molocikov, A. V. şi *Paţkevici*, V. A. : Vibraţii de înaltă frecvenţă la strunjire.

Blinov, V. B., *Şamei, R. O.* şi *Ciumakov, A. P.* : Încărcarea maşinilor orizontale de alezat la stabilitatea la vibraţii.

Fedorov, I. M. şi *Rotniţkaia, T. Iu* : Măsurarea rigidităţii maşinilor de frezat roţi dinţate, cu aparatură electronică.

Bondar, M. P. şi *Mihaileţ, P. M.* : Influenţa neuniformităţii vitezei de rotaţie a piesei asupra deformaţiei elastice a sistemului maşină-dispozitiv-sculă-piesă al maşinii de rectificare circulară.

Sadilov, V. A. şi *Kotelevski, V. Iu* : Cercetarea preciziei de declanşare a dispozitivelor de cuplare în cazul rectificării.

Şneerson, E. Z. şi *Faingauz, V. M.* : Calculul şi cercetarea experimentală a frecvenţelor proprii ale arborelui telescopic al maşinii orizontale de alezat.

Koţiubinski, O. Iu. şi *Adoian*, G. A. : Deformaţia pieselor de fontă cu ghidaje călite.

Beliakov, I. T., *Torasevici, R. M.* şi *Bezuglov N. N.* : Optimizarea variantelor de procese tehnologice pe baza identificării.

Şaumian G. A., *Ermakov, Iu. M* şi *Sutughin, V. V.* : Strunjirea suprafeţelor interioare profilate cu avansuri tangenţial şi radial simultane.

Blinkova, T. M., *Paşnika*, M. M şi *Rubina, E. E.* : Utilizarea oţelurilor greu-deformabile pentru fabricarea şuruburilor-mamă.

Levin, Ia. E. : Orificii axiale cu generatoare curbilinie.

Kotelnikov, V. P. : Tăierea vîrfului dinţilor pinioanelor prelucrate cu sculă tip cremalieră.

Ostafiev, V. A. : Calculul rezistenţei părţii aşchietoare a sculei.

Gogolev, A. Ia, Zimir, Iu. P. şi *Navalnev, B. P.* : Influenţa acoperirii nichel-fosfor asupra forţei de aşchiere şi uzurii sculei.

Saharov, G. N. şi *Kubrak, V. V.* : Jocul de forţe la frezarea dinţilor prin metoda rostogolirii.

Şeparov, V. I. : Metodă grafoanalitică de planificare a setului-grup de scule.

Ovumian, G. G. şi *Savelieva, V. A.* : Freză-melc de modul mare.

Barabolia, S. Ia : Profilarea frezelor-melc de modul mic cu profil complet.

Tureţki, Ia. S. : Uzura discurilor abrazive cu granulaţie mare la rectificarea plană a oţelurilor astenitice.

Kosarev, Iu. I., *Şapovalova, M. P.* şi *Firsanov. O. A.* : Fixarea sculei abrazive de suportul metalic.

Morozov, G. I. : Frezarea canelurilor radiale.

Lapinski, Iu. A. : Fabricarea matriţelor pentru inele de etanşare cu secţiune mare.

Pavlova, G. L. şi *Kubov, Iu. K.* : Îndepărtarea bavurilor prin metoda electrochimică.

Kolliarenko, N. M. : Tîrgul de toamnă din Leipzig, 1972.

Nr. 8, 1972

Bitunov, V. V. : Planificarea productivităţii muncii în uzinele constructoare de maşini-unelte şi scule.

Vragov, Iu. D. : Analiza structurală a componentelor maşinilor de aşchiere a metalelor.

Pelilenko, N. I. : Reglajul automat al vitezei de contur la maşinile-unelte cu comandă numerică.

Bensman, A. S., *Vilanski, V. D.*, şi *Maizlin, A. I.* : Creşterea rigidităţii subansamblurilor maşinilor agregat.

Kolelev, F. L. şi *Davîdov, F. D.* : Măsurarea preciziei de rotaţie a arborilor maşinilor de alezat de precizie.

Nasledîşev, Iu. K. ş.a. : Evaluarea durabilităţii ghidajelor organelor de bază ale maşinilor-unelte.

Kudinov, V.A. ş.a. : Cercetarea experimentală a sistemului dinamic al maşinii de alezare-finisare model 2712A.

Palei, L. Ia, ş.a. : Cercetarea experimentală a ghidajelor aerostatice deschise.

Haritonov, E. M. şi *Sciastlivenko, F. E.* : Calculul durabilităţii ghidajelor de alunecare ale maşinilor de rectificat plan.

Şeinberg, S. A. şi *Şapiro, I. M.* : Rectificarea interioară a arborilor pneumatici cu caracteristică mecanică rigidă.

Prupis, L. M. şi *Kobuladze, A. N.* : Sistem de răcire la găurirea orificiilor adînci cu burghie de aramă.

Ratmirov, V. A. şi *Raşkovici, P. M.* : Calculul amortizorului pentru motorul de înaltă frecvenţă al transmisiei de avans a maşinilor cu comandă program.

Salamandra, T. S. şi *Salazkin, K. A.* : Creşterea capacităţii de etanşare a presetupelor la viteze mari ale axului.

Dobrovolski, V. L. şi *Vasserman, M. S.* : Măsurarea încărcării mecanismului de rotaţie al maselor divizoare.

Riabko, H. G. ş.a. : Protejarea capetelor de forţă împotriva supraîncărcării.

Milştein, M. Z. şi *Pautov, P. I.* : Şeveruirea într-o singură trecere a dinţilor pinioanelor.

Konovalov, E. G., *Sidorenko, V. A.* şi *Buzunovski, Z. F.* : Frezarea plană de finisare cu sculă rotativă.

Şneider, Iu, G. şi *Aliev, A. E.* : Instalaţie pentru ecruisarea prin vibraţii a suprafeţelor plane.

Golubov, N. P. : Influenţa compoziţiei lichidului de răcire-ungere asupra calităţii suprafeţei prelucrate.

Ksenofontov, Iu. V. şi *Stolbov, V. F.* : Fabricarea burghielor cu canale interioare de răcire.

Mirnov, I. Ia. şi *Dîhnov, A. E.* : Calculul diametrului maxim al discului de rectificat în cazul detalonării zonei de atac a tarozilor.

Menşakov, V. M., *Urlapov, G. P.* şi *Sereda, V. S.* : Influenţa formei de atac a tarozilor asupra durabilităţii lor.

Minkevici, A. N. ş.a. : Rezistenţa la uzură a plăcuţelor de aliaj dur acoperite cu carbură de niobiu.

Markon, L. O. şi *Şevcenko, A. F.* : Prelucrarea superficială a aliajului dur înainte de lipire.

Voronţov, L. N., *Beloţerkovski, V. I.* şi *Iarovoi, P. P.* : Modernizarea dispozitivelor de control activ pentru rectificarea interioară.

Kapustin, V. A. Medvedev, B. A. şi *Golţov, N. V.* : Maşină electronică model ES-1 pentru profilarea cuţitelor cu aliaj dur.

Svekrov, V. M., *Kobîzev, V. K.* şi *Korcemnîi, M. I.* : Freza pentru curăţirea metalului în timpul laminării.

Burkov, V. A. : Montarea inelelor-arc excentrice.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 8, 1972

Paşkov, A. P. : Un nou doc plutitor.

Grinbaum, A. F. : Proiectul unui remorcher împingător.

Larkin, Iu. M. : Nave moderne cu destinaţii multiple pentru mărfuri şi pasageri.

Batuev, A. D. şi *Dubrovski, V. A.* : Particularităţile balansului navelor cu două corpuri.

Barabanov, N. V. ş.a. : Influenţa întăriturilor locale ale bordurilor asupra concentrării tensiunilor.

Dekin, B. G. şi *Zavişa. V. V.* : Caracteristicile de sarcină ale maşinilor de timonă.

Dunda, A. B. : Dispozitiv automat de siguranţă.

Egorov, N. F. și *Obuhov, M. V.* : Evaluarea zgomotului instalației de ventilație.
Sedakov, L. P. și *Tarakanovski, L. N.* : O metodă de calcul comparativ al eficienței termodinamice a instalațiilor navale de desalinizare.
Zaharov, Iu. V. și *Șostak, V. P.* : Analiza eficienței economice a metodelor de utilizare a căldurii gazelor de evacuare ale motoarelor diesel navele.
Jighirev, L. G. și *Zemlianker, I. Ia* : Modernizarea cazanului auxiliar automatizat.
Nornevski, B. I. ș.a. : Căile de creștere a eficienței instalațiilor electrice de elice ale bacurilor tip Andrei Korobițin.
Nadel, A. A. : Asigurarea exactității de măsurare a rezistenței izolației rețelelor electrice ale navelor.
Baranov, Iu. K. și *Haritonov, D. D.* : Psihologia inginerească în construcția de dispozitive marine.
Balabaev, G. M. : Experiența agregării mecanismelor și subansamblurilor sistemelor navale.
Recister, V. D. : O metodă de prognoză a distrugerii prin oboseală a organelor mecanismelor navale.
Ugnici, L. M., *Fiadina, L. L.* și *Zarudneva, A. A.* : Uzura balenierelor mari.
* * * Dezvoltarea colaborării între R.D.G. și U.R.S.S. în domeniul arhitecturii navelor.
Zaharov, V. V. : Începuturile construcției de vapoare în Rusia.
Baharev, B. V. : Cuirasatul ,,Petru cel Mare".
Kuskov, V. P. : Vaporul maistrului Fedotov.
Șimkevici, L. A. : Primele vapoare ale amiralității din Petersburg.
* * * Revista Sudostroenie la 40 de ani de la apariție.
Levcenko, V. P. : Modelul vasului legendar ,,Azov".
* * * Concurs de proiectare a navelor.
Pîșnîi, V. V. : Experiența școlilor uzinale ale muncii comuniste.
Baikov, O. D. : În cinstea celei de a 50-a aniversări a U.R.S.S.
* * * Reuniunea comitetului metodic de conducere a școlilor muncii comuniste.
* * * Reuniunea comitetului central de asistență al universității populare.
* * * Prima expoziție comună a constructorilor de nave din U.R.S.S. și R.D.G.

nr. 9, 1972

Pankov, V. A. și *Malțev, P. V.* : Navă pentru transportul containerelor.
Kandel, F. G., *Koșkin, E. A.* și *Fridlianski, A. Z.* : Determinarea aproximă a masei corpului metalic al navelor cu navigație interioară și combinată.
Milovanov, E. V. : Stadiul actual și tendințele de dezvoltare ale navelor cu aripi submersibile.
Boițov. G. V. : Analiza rezistenței transversale a tancurilor cu tonaj mare.
Kreiciman, K. G. : Noi considerații despre modelul elementelor instalațiilor de ancorare.
* * * Însemnul de stat al calității pentru vinciurile de navă.
Bridan, E. V. ș.a. Sistem de balast cu canale de distribuție și descărcare.
Maiboroda, A. N. : Evaluarea specifică a zgomotului aerodinamic al ventilatoarelor.
Egorov, N. F. și *Obuhov, M. V.* : Cercetarea genezei zgomotului în elementele conductelor de aer.
Miselev, M. A., *Petrov, N. P.* și *Rasputnis, A. I.* : Motoarele diesel 12 CN 18/20 pentru nave de pasageri cu aripi submersibile.
Sobolev, L. G. : Mijloace de automatizare a tancurilor de tip ,,Aliot" pentru transportul vinului.
Grițai, L. L. și *Șumilov, R. M.* : Alegerea parametrilor de control ai instalațiilor energetice de navă.
Busîghin, V. P. și *Zalitis, V. A.* : Regulatorul de sarcină al motorului naval.
Azovțev, A. A. ș.a. : Transmisia electrică a propulsoarelor verticale axiale ale macaralei navigabile ,,Bogatîr".
Romanov, O. N.: Sistem complex de control al fabricației aparaturii electronice.
Moroțov, B.I.: Instalație pentru prelucrarea electro-chimică a metalelor cu scule vibratoare.
Petrov, Iu.S. : Unele particularități ale pregătirii și aplicării vopselelor cu silicat de zinc.
Mihalev, V. M. : Uzina din Sormovo de nave pentru Marea Caspică.
Șevcenko, V. N. : Baraje sovietice de mine submersibile.
Ghize, M. E. : Instrumentele de navigație ale mecanismului Samoilov.
Levcenko, B. P. : Modelul ,,Ingermanland" construit în anul 1842.
* Revista Sudostroenie la 40 de ani de la apariție.
Pustînțev, P.P. : Pentru progresul tehnico-economic continuu în construcția de nave.
* Plenara conducerii centrale a Organizației de știință și tehnică.
* Conferința de alegeri din Kaliningrad a conducerii Organizației de știință și tehnică pentru industria constructoare de nave.
* Consfătuirea privind utilizarea elicelor cu pas reglabil la navele cu turbină.
* Conferința cu cititorii din Klaipeda.
* Prezentarea lucrărilor despre istoria construcției de nave.

G.Z.

Vestnik mașinostroenia

nr. 8, 1972

Kostousov, A. I. : Progresul tehnic în construcția de mașini-unelte sovietice.
Virabov, R. V. și *Scekutiev, E. E.* : Despre calculul mecanismelor cu roți dințate și pîrghii și cu roți dințate, pîrghii și camă pentru rotație periodică.
Zak, P. S., ș. a. : Încercări operative în procesul de proiectare al transmisiilor cu roți dințate solicitate de sarcini mari.
Aleksandrov, M, P. Pogosian, A.K. și *Stakian, M. G.* : Utilizarea metodelor statisticii matematice pentru determinarea parametrilor frecării de durată scurtă.
Protasov, G. A. Kostovețkaia, B. I. și *Muravieva, G. I.* : Durabilitatea șuruburilor de strîngere cu diferite acoperiri chimice.
Kotanov, B. A. și *Kuznețov, V.I.* : Despre calculul productivității instalațiilor de transport pneumatice cu șnec.
Erofeev, N. I. : Metodă de mișcare a variației sarcinii deplasabile pe suspensie elastică.
Brezinski, V. G. și *Namitokov, K. K,* : Înregistrarea mișcării axei arborelui.
Stahiev, Iu. M. : Vibrațiile discurilor de oțel subțiri.
Kuvșinov, Iu. A. : Stabilitatea strîngerii îmbinărilor cu filet la șocuri.
Kerșenbaum, Ia. M. ș.a. : Instalație pentru îmbinarea conductelor prin lipire.
Buțeroga, V. P. : Determinarea consumului de lichid al pulsatorului rotativ.
Gromov, P. A. și *Mironov, V.V.* : Reductoare și multiplicatoare de putere mică cu rulmenți standardizați.
Proșima, N. A. : Determinarea experimentală a caracteristicilor funcționale ale lagărelor axiale hidrostatice cu mai multe camere.
Stepanov, S. S. și *Nikiforova, G. G.* : Determinarea forței maxime în punctul de control al bilelor rulmenților cu cale de rulare din sîrmă.
Sveșnikov, B, N, și *Ivanov, B. A.* : Distribuția sarcinii între corpurile de rostogolire la rulmenții cu ace.
Ramazanov. R. A. ș. a. : Rezistența la uzură a materialelor fotografice.
Salîghin, V. N. : Metodă de profilare a filetului la piesele de material plastic armat cu sticlă.
Abramov, G. V. : Un nou bac de strîngere pentru mașina de tăiat țevi.
Taurit, T. E. și *Dobrianski, S.S.* : Metodă de execuție exterioară de precizie.
Galiko, A. V., ș. a. : Rodarea simultană a suprafețelor sferice de bronz și oțel nitrurat.

Divaiv, R. I., Kulikov, S. I. şi *Mullagulov, M. H.* : O nouă metodă de prindere a pieselor tip cămaşă în timpul honuirii.

Isaev, A. I., Morozov, N. A. şi *Maksimov, A. I.* : Influenţa prelucrării prin electroeroziune asupra stării suprafeţei şi rezistenţei la oboseală a aliajelor refractare.

Egorov, A. M. şi *Titov, A. S.* : Utilizarea prelucrării electrochimice pentru strunjirea muchiilor la piese cu configuraţie complicată.

Stabko, V. M., Kariazin, P. P şi *Lipkin, Ia. N.* : Un nou electrolit pentru polizarea electrochimică a oţelurilor inoxidabile.

Storojev, M. V. şi *Dobrinski, N. S.* : Alegerea presiunii lichidului de lucru pentru piesele hidraulice.

Malevannti, V. I., Trubceaninov, A. V. şi *Malevanii, A. I.* : Calitatea suprafeţei la dornuirea orificiilor în semifabricate de oţel-carbon plastic.

Vdovin, Iu. N. ş. a. : Creşterea durabilităţii pieselor de forjă prin acoperirea lor cu aliaj dur.

Lvovski, A. Ia. şi *Iurghenson, A. A.* : Influenţa vanodiului asupra proprietăţilor oţelurilor crom-molibden nitrurate.

Ivanov, P. A. şi *Stepanov, Iu. P.* : Influenţa variaţiei compoziţiei chimice în limitele GOST asupra proprietăţilor mecanice ale oţelurilor 35, 45 şi 40 H.

Kisov, I. şi *Marinov, M.* : Despre factorii determinanţi ai rezistenţei la oboseală prin încovoiere a epruvetelor de oţel carbon aliate.

Nikiforov, A. P., Sulakov, Iu. A. şi *Bondurkina, N. P.* : Utilizarea amestecurilor împotriva aderării cu minereu de fier.

Ovumian, G. G. : Determinarea durabilităţii sculelor de frezare de finisare prin metoda modelării roţilor dinţate mari.

Mitrofanov, V. G. şi *Davitidze A. D.* : Sistem de corectare automată a regimului la rectificarea interioară.

Tverski, M. M. şi *Kalenik, D. V.* : Dinamica procesului de rectificare interioară cu reglarea componentei radiale a forţei de aşchiere.

Nodelman, M. O. : Influenţa uzurii cuţitelor cu scobitură mică asupra procesului de îndepărtare a şpanului.

Dumber, S. A. şi *Bolotina, M. S.* : Planificarea calendaristică globală în condiţiile producţiei de serie mică şi de unicate.

Kravţov, I. I., Bogatin, Iu. V. şi *Skibinski, P. I.* : Eficienţa economică a agregării utiliajului tehnologic nestandardizat.

Golubev, Iu. N. : Perspectivele dezvoltării şi specializării producţiei de turnătorie.

Zak, P. S. : Consfătuirea despre creşterea calităţii transmisiilor cu roţi dinţate şi melcate.

Laptev, N. M. şi *Sorin, Iu. S.* : Conferinţa de maşini-unelte cu comandă program.

Mironov, Iu. S. şi *Kriţîn, A. I.* : Rotametru cu flotor sferic.

nr. 9, 1972

Zdorov, P. A. : Ziua constructorului de maşini în anul 1972.

Zablonski, K. I., Telis, I. Ia. şi *Popel, D. E.* : Influenţa deplasării axiale a melcului asupra distanţei sarcinii în angrenarea globoidă.

Dolgopolov, V. V., Frenkel, I. N. şi *Solomov, N. M.* : Starea de tensiuni a sateliţilor cu obadă subţire.

Pruss, L. V. şi *Kovalev, N. A.* : Despre autocentrarea coroanelor flotante ale reductoarelor cu trei benzi.

Tokar, I. Ia. şi *Soiciuk, I. V.* : Calculul lagărelor axiale ale maşinilor reversibile.

Diacikov, V. K. : Dependenţa faţă de sarcină a coeficientului de rezistenţă în mişcarea părţii mobile a conveierului.

Lobov, N. A. şi *Zapicatoi, V. P.* : Modernizarea limitatoarelor de sarcină ale macaralelor de tip pod rulant.

Kulev. *V. A.* ş. a. Calculul cuplajelor cu fricţiune la încălzire.

Pianth, V. C. şi *Hailov, M. A.* : Despre calculul elementelor de etanşare fără contact (labirinţi) după metoda Stodola.

Sainko, V. P. : Calculul aproximativ al sarcinilor radiale în pompele cu roţi dinţate.

Prihodko, O. B. şi *Makarenko, O. K.* : Determinarea caracteristicilor de funcţionare ale suporţilor hidrostatici dreptunghiulari cu mai multe camere.

Erofeev, Iu. V., Popaviciuk, O. V. şi *Funt, F. N.* : Dispozitiv de urmărire electrohidraulic cu acţiune rapidă.

Lurie, G. B. şi *Riabov, V. V.* : Matriale de filtrare pentru sistemele de aspirare ale maşinilor de rectificat.

Bejelukova, E. F. şi *Belaşov, V. A.* : Despre rezistenţa de durată a îmbinărilor cu strîngere ale pieselor de mase plastice şi metalice.

Murasov, A. F. ş. a. : Utilizarea matrialelor polimerice pentru sistemele hidraulice ale maşinilor.

Naniaev, B. A., Gorşkov S. G. şi *Afanasieva, G. A.* : Instalaţie pentru curăţirea automată a semifabricatelor turnate.

Ghebel, I. D., Klibanov, M. S. şi *Starkina, M. Ia.* : Curăţirea prin ultrasunete a discurilor de superfinisare.

Tarnoruţki, V. K. şi *Komorov, G. V.* : Montajul cu ajutorul ultrasunetelor al pieselor de mase plastice cu armătură metalică.

Palman, Z. : Influenţa incluziunilor nemetalice asupra prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelurilor de construcţie.

Slugher, M. A. ş. a. : Proprietăţile fizico-mecanice ale acoperirilor cu aliaj crom-molibden.

Rîngaci, A. F. şi *Bîkov, B. V.* : Metodă de nichelare electrolitică strălucitoare dublă a pieselor mici.

Lebedinski, G. G., Savrov, I. A. şi *Feighin, A. P.* : Creşterea compactităţii îmbinărilor vălţuite prin optimizarea reliefului suprafeţelor de contact.

Miroşnikov, V. G. : Metodă Roentgen de măsurare a vitezei de deformare la prelucrarea metalelor prin impuls magnetic.

Molighin, V. şi *Griboedov. Iu. N.* : Creşterea durabilităţii ştanţelor prin saturarea difuzivă complexă cu crom, azot şi carbon.

Runov, V. V. ş. a. : Oţel silicios cu adaosuri de mangan şi vanadiu pentru arcuri.

Artemiev, V. F. ş. a. O nouă metodă de călire a roţilor dinţate de oţel aliat, cu modul mare.

Erşova, T. V. şi *Sîtnik, M. I.* : Călirea în vid a pieselor de oţel inoxidabil ZH13.

Korovin, A. K. şi *Speev, F. Z.* : Regimurile de recoacere la temperatură coborîtă a corpului reductoarelor mari .

Iunusov, F. S. şi *Feldman, Iu. Ia.* : Rectificarea fără copiere a corpurilor de rotaţie cu gabarite mari.

Kalaşnikov, V. A. : Creşterea durabilităţii cuţitelor de oţel rapid prin ascuţirea cu pietre de nitrură cubică de bar.

Alenin, M. P. : Alegerea materialului frezelor disc la frezarea rapidă de eboşare a roţilor dinţate de oţel 1H18N9T

Bediner, S. M., Beksler, R. D. şi *Pisarenko, V. S.* : Experienţa creării sistemelor de comandă automată a producţiei în construcţia de turbine.

Bajenov, G. E. : Unele probleme ale normării lucrărilor auxiliare.

Fridman, M. I. : Evaluarea pierderilor datorite înzestrării incomplete a producţiei de maşini nou asimilate.

Hijmiak, P. D. : Perspectivele dezvoltării specializării construcţiei de maşini din Leningrad.

Rîjov, E. V. şi *Levin, M. A.* : Seminarul despre rigiditatea de contact.

Popehin, M. M. : Seminarul despre repararea organelor de maşini prin încărcare şi sudură rezistente la uzură .

Punciuk, M. A. : Conferinţa tehnico-economică din Vladimir.

Terehov, V. I. : Expoziţia ,,Elektro-72''.

G. Z.

Strojirenska vyroba

nr. 8, 1972

* A 35-a aniversare a întreprinderii de stat Zbrojovka Vsetin.

Kašper, J. şi *Kabala, A.* : Raţionalizarea şi modernizarea producţiei de scule pentru orificii.

Hemr, F. şi *Chytka, V.* : Prelucrarea prin metoda ştanţării volumice a pieselor semiîncălzite de oţel de construcţie cu rezistenţă înaltă.

Zemlik, I. şi *Zdenek, S.* : Raţionalizarea tratamentului termic al sculelor pentru orificii.

Cešek, J. : Raţionalizarea producţiei de maşini textile.

G. Z.

Strojirenstvi

nr. 9, 1972

Stejskal, V. : Calculul aproximativ al frecvenţelor şi formei vibraţiilor libere ale sistemelor de răsucire.

Fürbacher, I. : Influenţa abaterilor de formă şi dimensiuni ale angrenajelor asupra capacităţii de încărcare a roţilor dinţate.

Rodziňák, D.: Studiul influenţei prelucrării prin presiune la rece asupra distrugerii prin cavitaţie a pieselor fabricate din oţeluri slab-aliate.

Kos, V. : Unele probleme ale prelucrării materialelor pentru fabricarea pieselor turbinelor cu gaze şi influenţa prelucrării asupra proprietăţilor lor mecanice.

Hondek, J. : Uzura sculei de aliaj dur la prelucrarea prin aşchiere intermitentă.

Vasilko, K. şi *Strojný, M.* : Strunjirea exterioară cu avans tangenţial.

Bina, V. şi *Pech, R.* : Analiza statistică a procesului de deformare lentă la cald a oţelului refractar slab-aliat cu crom, molibden şi vanadiu.

Magera, M. : Utilizarea tensometrelor tip T-delta.

Roubiček, O. : Aplicarea sistemelor electrice liniare RENT-VAD pentru transmisiile diferitelor maşini.

G.Z.

Maşinostroene

nr. 9, 1972

* Ziua constructorului de maşini.

Lesidrenski, M. şi *Alvasov, B.* : Determinarea rezervei iniţiale de rotaţie în liniile automate cu grad ridicat de întrerupere şi în sectoare cu producţie închisă.

Paşov, S. şi *Karakolov, L.* : Micşorarea erorilor sistematice la rectificarea fără centre cu avans longitudinal·

Ruseva, S. şi *Guliaev, K.* : Ecuaţia suprafeţelor laterale ale roţilor dinţate mari pentru transmisii hipoide.

Stanciovski, T. : Stand pentru determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor de refulare ale pompelor de combustibil.

Pişcikova, R. şi *Petrov, A.* : Unele probleme la transportul şi depozitarea pieselor cu palete.

Lilov, T., *Ivanov, T.* şi *Iliev, L.* : Determinarea experimentală a caracteristicii de injecţie a combustibilului.

Pîrvanov, D. : Planificarea cheltuielilor de rezervă pentru mijloace de transport.

Stuhlik, Ia. şi *Grois, M.* : Factorii care contribuie la oboseala oţelului pentru lagăre cu rostogolire.

Koleva, V. şi *Vasiliev, T.* : Transmisie electromecanică pentru reglajul continuu al turaţiei.

Marinov, E. şi *Iliev, L.* : Amalgamarea inelelor de contact ale colectoarelor de curent cu mercur, cu tratarea electrolitică preliminară a suprafeţelor de prelucrat.

Ghecev, A. : Cochile pentru rotoarele motoarelor electrice asincrone.

* Masă de coordonate cu poziţionare automată.

Bakul, V. : Scule cu diamant, pulberi şi paste de fabricaţie sovietică.

* Electrozi profilaţi pentru electroeroziune.

* Nomogramă pentru rapoartele de transmitere ale transmisiilor cu curele.

* Maşină universală pentru îndoirea ţevilor.

* Dispozitive pentru prelucrarea suprafeţelor conice şi profilate.

G.Z

nr. 10, 1972

Ivancev, S. — Rolul utilajului şi tehnologiei de forjat şi presat şi eficienţa aplicării lor.

Lesidrenski, M. — Ilustrarea poziţionării maşinilor în proiectarea tehnologică

Pasov, S. — Controlul deformaţiei elastice a unui sistem tehnologic la polizare fără centre cu alimentare transversală

Andonov, I. — Asupra studiului comparativ al maşinilor unelte

Radev, V. — Asupra corectării unghiului de aşezare a sculei aşchietoare la prelucrarea angrenajelor conice cu dinţi drepţi.

Lilov, C., *Ivanov, C.*, *Iliev,L.* — Determinarea exec rimentală a caracteristicilor hidraulice ale injetpoarelor.

Bejazov, I. — Influenţa aerului nedizolvat asupra unor caracteristice dinamice ale unei conducte hidraulice.

C.A.

Feingerätetechnik

nr. 10, 1972

Schmidt, K. : Asupra clasificării sistemelor de măsură.

Padelt, E. : Consideraţii asupra concepţiei de mărime în tehnică şi fizică.

Mütze, K. : Tendinţe constructive şi tehnologice în fabricaţia de instrumente ştiinţifice.

Leonhardt, W. şi *Allnoch, G.* : Raţionalizarea pregătirii tehnice de fabricaţie a plăcilor cu circuite imprimate.

Hoffmann, R. şi *Rossa, H.* : Bazele prelucrării de precizie cu ajutorul maşinilor cu comandă numerică ED.

Höhne, G. : Posibilităţi şi limite de aplicare a metodelor euristice în punerea la punct a dispozitivelor.

Döpel, P. şi *Tandler, H.* : Optimizarea mecanismului unui circuit de reglaj servomecanic.

Hess, K—D. : Condiţii de dispunere a armăturii în magneţii rotativi armaţi.

Wagner, G. : Despre criteriile de calitate ale fasciculelor luminoase şi măsurare a acestor criterii.

* În memoria profesorului Georg Berndt.

nr. 11. 1972 *G.Z.*

Lotze, W. şi *Hortmann, M. W.* : Limbajul de programare corespunzător problemelor tehnicii de măsurare a lungimilor.

Pauli, W. : Teorema Moivre-Laplace a valorii limită aplicată în controlul rebuturilor.

Dulich, W. : Influenţa gradului de acoperire asupra rezultatelor încercărilor de eroare globală.

Kracht, E. W. : Stadiul actual al prelucrării prin electroeroziune în cazul zencuirii, rectificării şi decupării.

Paul, S. : Un nou instrument pentru determinarea forţei de lucru în buloanele cu cleme de măsură.

Macheleidth G. : Calculatoare de referinţă.

Halm, G. : Dispozitiv pentru măsurarea straturilor foarte subţiri şi a creşterii stratului, prin metoda elipsometrică.

Stündel, D. : Calculul mecanismelor cu patru articulaţii pentru transmiterea mişcării între axe neparalele.

Schorscht, H. J. : Posibilităţile de dimensionare a arcurilor elicoidale ca organe de antrenare.

Kortum. H. : Consideraţii asupra unităţilor de măsură în sistemele de rotaţie.

Richter, H.U. : A patra conferinţă din Brno despre încercarea nedistructivă a materialelor.

G.Z.

Maschinenbautechnik

nr. 10, 1972

Nixdorf, W. : Evaluarea importanţei utilizării instalaţiilor industriale.

Müller, J. şi *Lissner, K.* : Raţionalizarea învăţămîntului cu ajutorul programelor adecvate.

Holzweissig, F. şi *Welzk, F.-J.* : Vibraţiile de răsucire ale motorului de motocicletă.

Wolf, H. : Procesul de mişcare al ciocanului rapid şi al cadrului său.

Schmidt, G. : Poziţiile carcteristice ale elementelor mecanismelor de transmitere.

Matthias, K. : Calculul încărcării corpurilor de rostogolire în îmbinările rotative.

Eschrich, R. : Un tub Venturi cu număr Reynolds ridicat — aplicaţie intensivă a presiunii dinamice.

Saurer, H. şi *Lëhner, K.* : Influenţa condiţiilor de fixare a paletelor turbinelor cu gaze asupra frecvenţei vibraţiei libere fundamentale de încovoiere.

Kollek, W. şi *Stryczek, S.* : Influenţa procesului de inversare a sensului asupra nivelului presiunii sonice din pompele principale cu piston.

G.Z.

SOLUȚIA IMEDIATĂ

a problemei rectificării de precizie a oțelurilor călite
- — puternic aliate
- — destinate fabricării sculelor
- — oțeluri rapide
- — pentru rulouri
- — și altele

grație utilizării sculelor din ELBOR

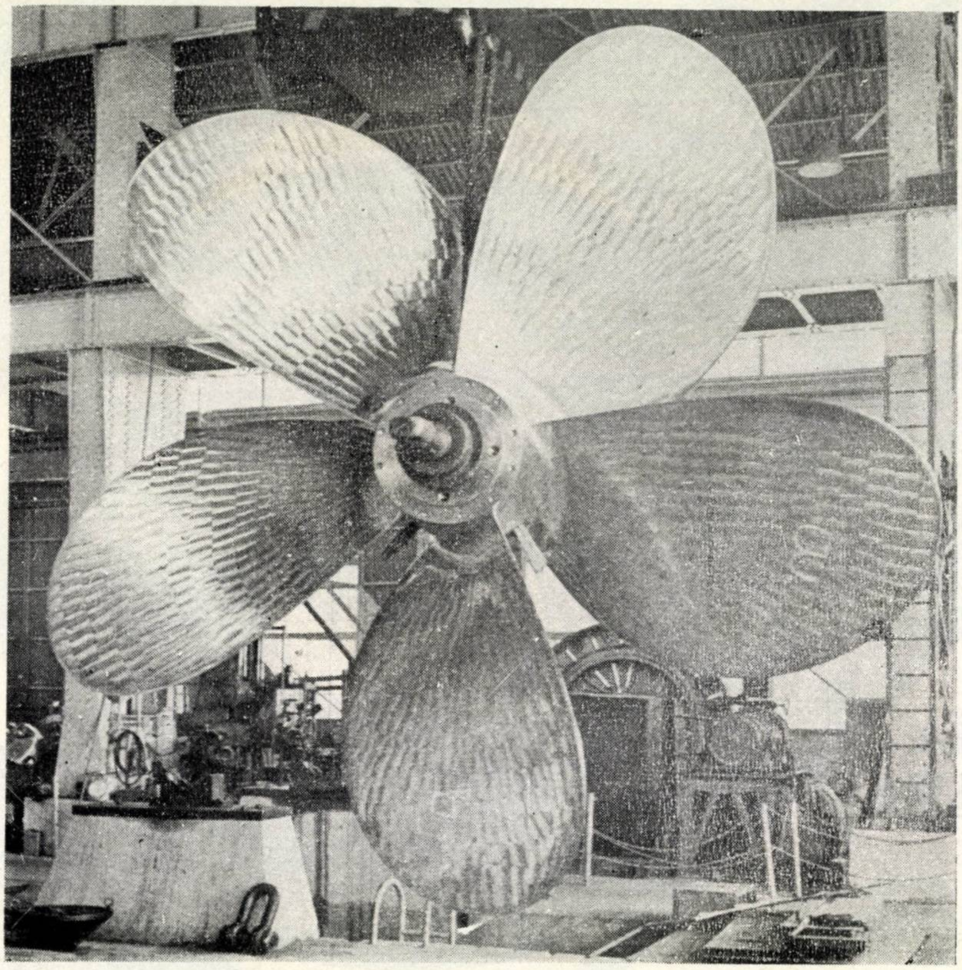
ELBORUL are o duritate și proprietăți de prelucrare egale cu cele ale diamantelor sintetice. Stabilitatea sa termică este de două ori mai mare decît a diamantelor. În afară de aceasta, spre deosebire de diamantele sintetice, ELBORUL este neutru față de fier.

Pentru orice informații în legătură cu utilizarea elborului, vă rugăm să vă adresați exportatorului exclusiv

STANKOIMPORT

V/O „STANKOIMPORT", Moscova G-200, U.R.S.S. Telex : 227, 228

PUBLICOM



CENTROMOR

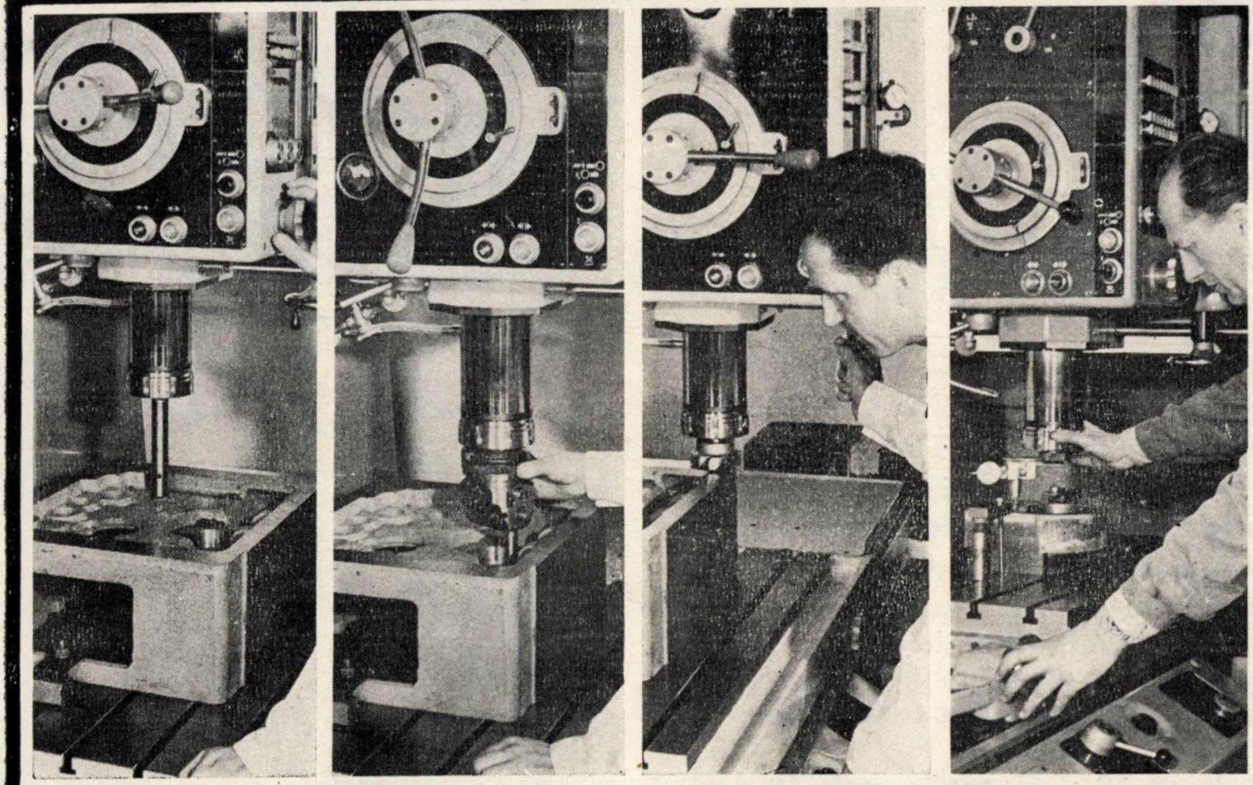
ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ
PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze. franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

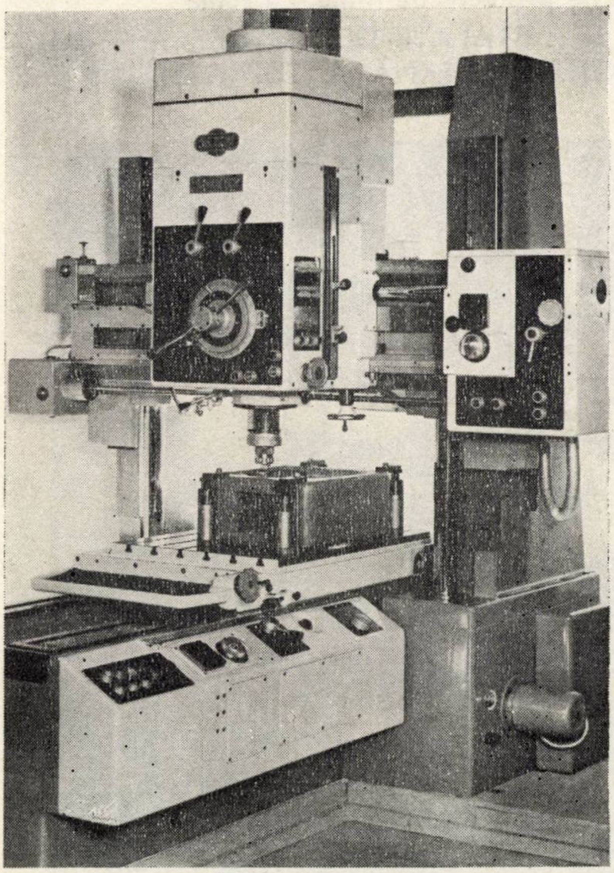
Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM



Precizia de reglaj 0,001 mm ■ Montaj special al broşei ■ Manipulare simplă ■ Încărcarea mesei ridicate, admisă.



Maşină de pontaj gen raboteză

WKV 63

Maşină remarcabilă concepută de constructorul experimentat, de renume mondial, KOVOSVIT, Sezimovo Usti. Ea este destinată găuririi şi alezajului orificiilor cu geometrie riguroasă şi ecartament de precizie, pentru frezarea suprafeţelor plane şi curbe, pentru trasarea pieselor complexe, conform unor coordonate, precum şi pentru controlul şi măsurarea pieselor finite. Preselecţia vitezelor şi a avansurilor prin manevrarea butoanelor-împingătoare. Filetajul direct al filetelor. Avansul poate fi variat la infinit prin debreiaj automat. Dispozitiv de blocare şi de deblocare a sculelor, precum şi alte avantaje. Suprafaţa utilă a mesei: 630 × 900 mm. Deplasarea mesei în sens longitudinal: 850 mm.

Strojimport
Vinohradská 184. Praga. Cehoslovacia

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA MAGHIARĂ DE COMERȚ EXTERIOR PENTRU INDUSTRIA GREA

NIKEX
BUDAPEST

prezintă la București (Sala Palatului Republicii Socialiste România — sala Știrbei Vodă), între 9 și 10 aprilie a.c.

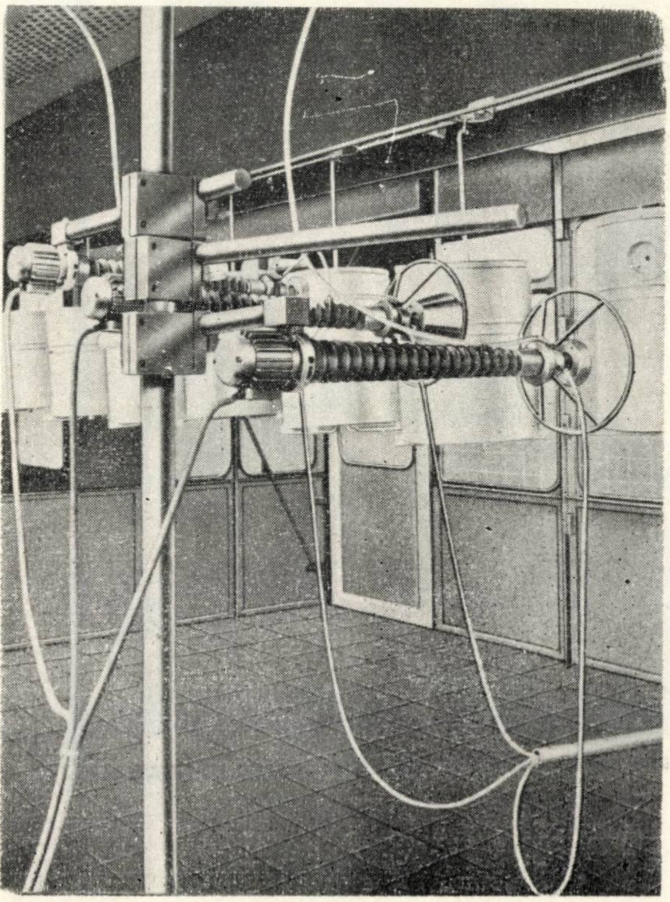
EXPONATE DIN DOMENIUL VOPSIRII ELECTROFORETICE ȘI ELECTROSTATICE

- linie continuă de vopsire (machetă) ;
- instalație electroforetică de laborator ;
- aparate de măsură și control (control spray, Ro-metru, integrator Coulomb).

Instalațiile care funcționează în prezent în străinătate, precum și livrările de mare volum, aflate acum în curs de realizare, servesc ca referințe pentru calitatea și precizia produselor noastre.

În zilele de 10 și 12 aprilie orele 10 dim., specialiștii firmei susțin o conferință tehnică, însoțită de proiecții de filme, cu tema :

,,LINII ȘI INSTALAȚII DE VOPSIRE PENTRU PROTECȚIA MODERNĂ A SUPRAFEȚELOR".



Economia țărilor lumii suportă anual pierderi de cca. 25 miliarde dolari ca urmare a coroziunii și ruginei.

Pentru a ne putea apăra împotriva acestor enorme pierderi, apelăm la multiplele și modernele sisteme și metode de protejare a suprafețelor.

În oferta de produse a întreprinderii NIKEX există instalații de vopsire care răspund exigențelor sporite ale uzinelor mari și mici, începînd cu dispozitivele manuale de vopsit, pînă la liniile complet automatizate, funcționînd pe principii electroforetice, utilizate în producția de mare serie.

Suprafețele metalice și feroase tratate cu ajutorul instalațiilor produse de NIKEX rezistă perfect condițiilor climatice dintre cele mai extreme și mai nefavorabile.

Ele asigură o durabilitate a produselor mult mai mare decît durata clasică.

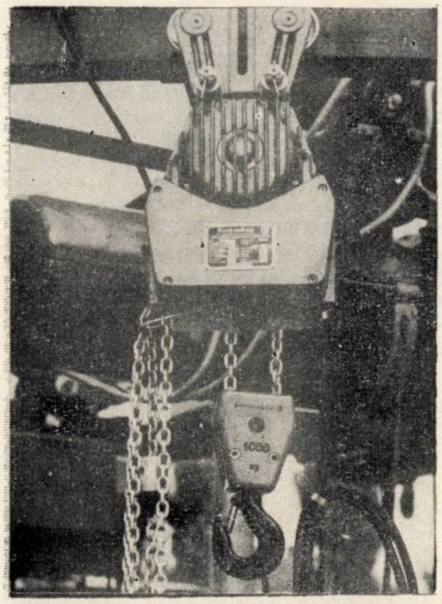
NIKEX

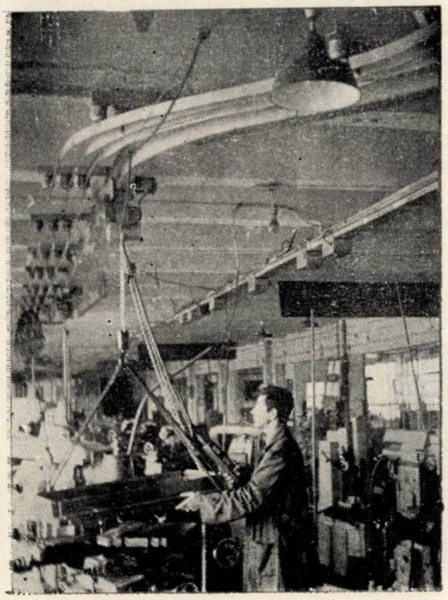
Întreprindere de Comerț Exterior
pentru industria grea
Budapesta V.,
Piața Jozsef Nador 5—6
Budapesta 5—Căsuța Poștală 128
Adresa telegrafică:
NIKEXPORT—NIKIMPORT
Telefon: 185—960; 183—880
Telex: H—22 4971

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

PUBLICOM

balkancar





Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m

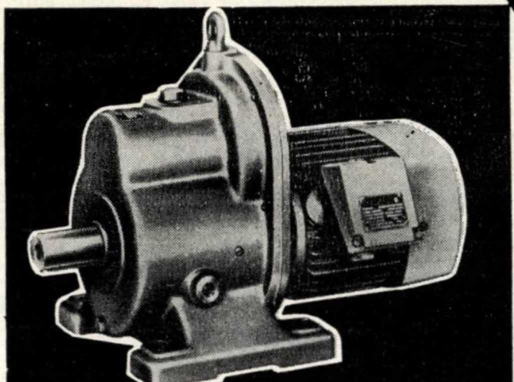
EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM

PŘEROV MACHINERY

Întreprinderea PREROVSKE STROJIRNY, cel mai mare producător în acest domeniu, din Cehoslovacia, mai oferă, paralel cu aceasta, experienţa sa de peste 75 de ani.



Aplicaţii universale
Deservire simplă
Exploatare sigură

ACŢIONĂRI ELECTRICE
tip TS 030

cu una sau două trepte, cu gheare portante şi flanşe cu capacităţi de la 0,25 la 28 kW, cu turaţie de pornire de la 22 la 560 rot/min. Indicate pentru diferite mecanisme de acţionare la transportoare, instalaţii de alimentare, malaxoare, trolíuri şi alte instalaţii în domeniul construcţiilor, în industria constructoare de maşini, industria alimentară etc.
Programul de livrare mai cuprinde ANGRENAJE INDUSTRIALE fără acţionare electrică, şi anume: transmisii cu una pînă la trei trepte, cu roţi dinţate, cilindrice, conice sau combinate, conice-cilindrice, cu un raport de transmisie de i = 2 pînă la 200 şi puteri pînă la 380 kW.

Exportator:

pragoinvest

P.O. 890
PRAGA – CEHOSLOVACIA

daro Soemtron

În sfîrşit:
Informaţii ori de cîte ori este nevoie!

Reuşiţi să rezolvaţi întotdeauna problema „a fi la zi"? Maşina electronică de contabilizat Daro-Soemtron-385 rezolvă problemele dv. de ştiinţă, tehnică şi economie. Obţineţi rezultate efective, datorită faptului că maşina Daro-Soemtron-385 poate fi utilizată atît la interpretarea datelor cît şi ca maşină de calculat auxiliară în cadrul unor instalaţii de prelucrat date.
Proprietatea maşinii de a fi conectată la toate instalaţiile de prelucrare a datelor oferă instituţiilor cu un volum mare de date posibilitatea să încredinţeze prelucrarea periodică a datelor lor unor centre de calcul. Daro-Soemtron-385 este o maşină de contabilizat cu o mare capacitate de memorare şi o mare adaptabilitate la numeroase unităţi electronice specifice.
Pentru informarea dv. vă punem la dispoziţie materialul nostru documentar.

Introducere 25 semne/s

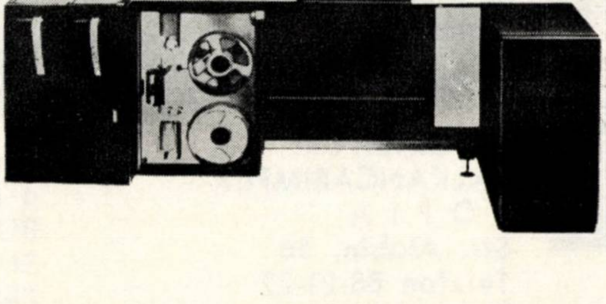
Memorie 4,8 sau 12 memorii cu miez de ferită cu cîte 11 poziţii plus prefix

Viteza de perforare: 50 semne/s

Viteza de citire: 200 semne/s

bme

BÜROMASCHINEN-EXPORT
GmbH-Berlin
DDR – 108 Berlin
Friedrichstrasse 61



PUBLICOM

KF ca, Copiată Fineţă

Nici o problemă, dacă executaţi dispozitive de presare, matriţe sau alte prototipuri de modelat – ori utilizaţi metale, mase plastice sau ori ce alt material, sau lucraţi unicate pe o singură parte ori pe ambele părţi ale axei de simetrie prin metoda "in oglindă", ori că micşoraţi sau măriţi! Nici o problemă, dacă aveţi de prelucrat piese de volum mic sau gabarite mari, forme plate sau adinc reliefate, ondulate sau despicate!
Maşinile Deckel KF, in sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă toate posibilităţile de frezare prin copiere in regimuri tehnico-economice eficiente şi in ori ce grad de fineţe!
Maşinile Deckel KF vă asigură o precizie desăvirşită la frezarea prin copiere – o precizie care se concretizează printr-un finisaj impecabil al suprafeţelor – o precizie excepţională ce reprezintă amprenta calităţii pentru producţia Dvs.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate in exploatare, plasează maşinile Deckel in categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează in 95 ţări ale lumii, secundate şi ingrijite de specialişti incercaţi.

Intrebaţi odată in cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – şi mai bine – intrebaţi-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

9 rum

Abonați-vă

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

AUTOMATICA și ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

---

bme

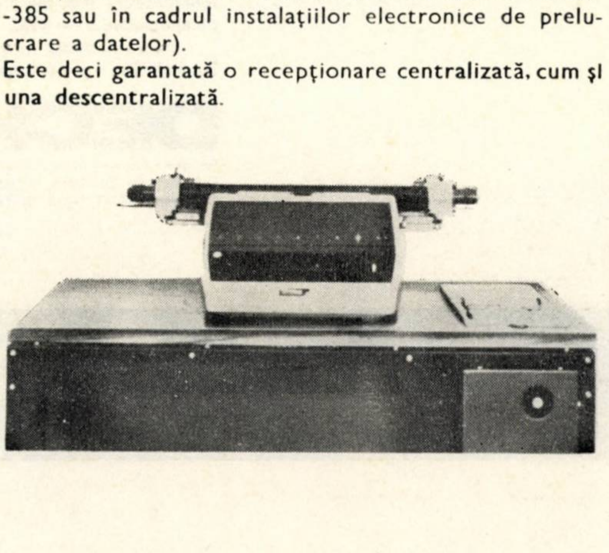
BÜROMASCHINEN EXPORT
GmbH-Berlin
R.D.G. — 108 Berlin,
Friedrichstrasse 61
Republica Democrată
Germană

daro CELLATRON

Datele pot fi recepționate centralizat sau descentralizat. Dar centralizat și descentralizat în același timp?

Vă rugăm solicitați documentație suplimentară

Aparatul nostru alfanumeric de recepționare a datelor „Daro-Cellatron-1310" reușește să facă acest lucru prin completarea concomitentă de tabele, liste și justificative cu emiterea de benzi perforate care pot fi prelucrate ulterior (ca de exemplu în cadrul instalațiilor noastre de calcul electronice Daro-Cellatron-8205, automatul de calculat electronic Daro-Soemtron-385 sau în cadrul instalațiilor electronice de prelucrare a datelor).
Este deci garantată o recepționare centralizată, cum și una descentralizată.



Caracteristicile principale sînt

- Aparat de recepționare a datelor Daro-Cellatron-1310
- Posibilități de codificare variabile ale benzii perforate în sistemele de canal 5—8.
- Sistem de ștanțare cu viteza de 0—12 semne/s.
- Viteza de elaborare la utilizare asincronă 25 semne/s, iar la utilizarea permanentă 50 semne/s.

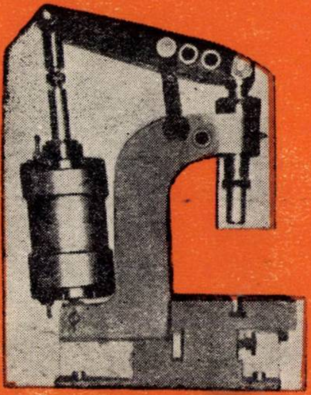
PUBLICOM

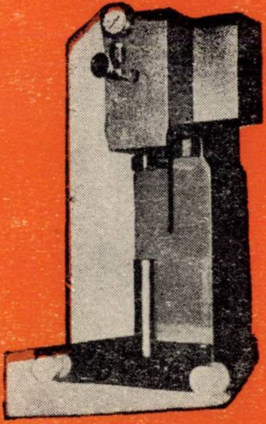
ELECTROTIMIȘ

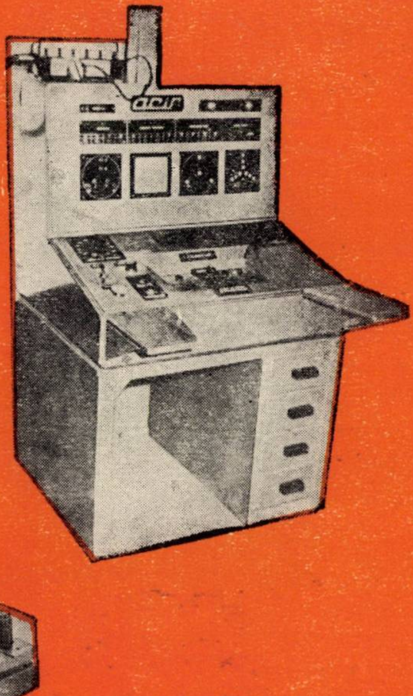
FABRICA
DE MATRIȚE, SCULE
ȘI UTILAJE
TEHNOLOGICE
PENTRU INDUSTRIA
ELECTROTEHNICĂ

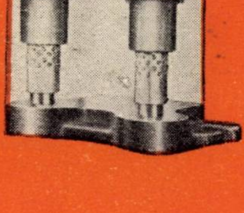
PRODUCE:

- agregate și linii tehnologice
- utilaje pentru operații de bobinaj
- utilaje pentru prelucrări mecanice
- ștanduri
- prese hidraulice și pneumatice
- utilaje pentru operațiile de debitare
- utilaje pentru montaj și asamblare
- ștanțe, matrițe, cochilii









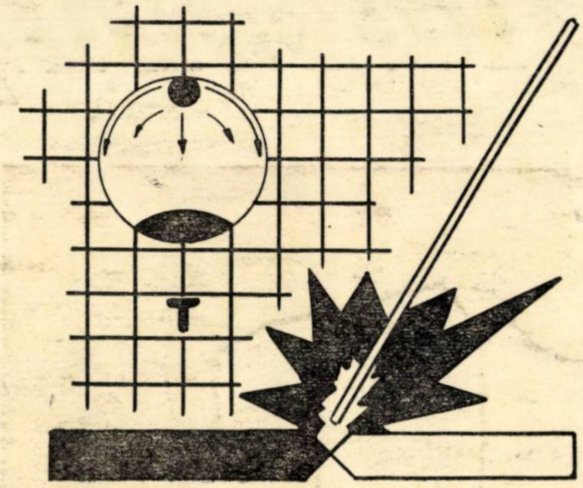
TIMIȘOARA

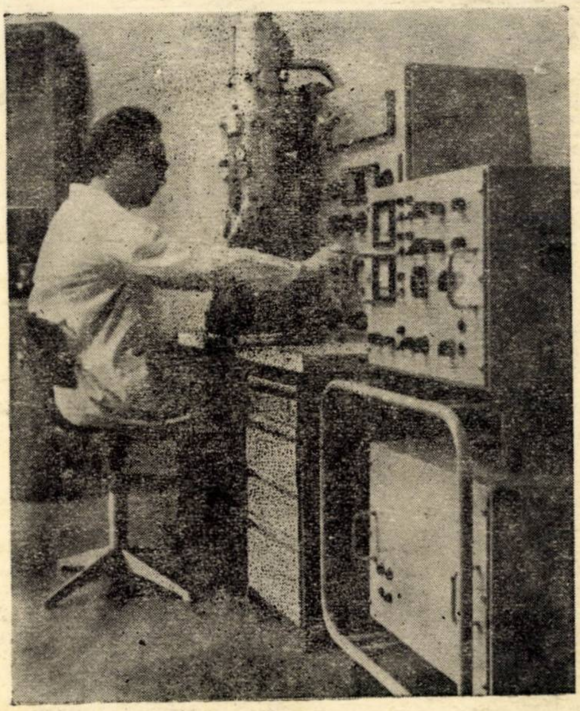
- Calea Buziașului nr. 15
- telefon 15820

M.I.C.M.—D.G.D.R.I.

CENTRUL DE SUDURA SI INCERCARI LA OBOSEALA

TIMISOARA

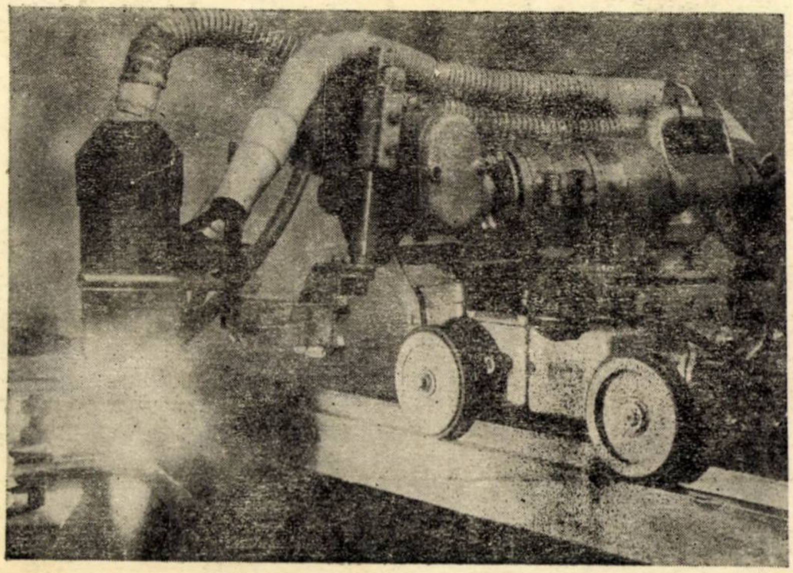




EFECTUEAZĂ, PE BAZĂ DE CONTRACTE, STUDII ŞI CERCETĂRI PRIVIND:

- Tehnologii de sudare a oţelurilor
- Tăiere şi sudare cu plasmă şi microplasmă
- Dezvoltarea materialelor pentru sudare — oţeluri, electrozi, fluxuri
- Examinarea compatibilităţii la sudare (metale, materiale de adaos)
- Încercări mecanice pentru metale şi îmbinări sudate
- Control defectoscopic — ultrasonic şi magnetic
- Examinări la frecare-uzare, pentru metale şi garnituri de fricţiune
- Analize chimice — analize metalografice — optice şi electronice
- Determinări extensometrice (mecanice, optice, electrice)

1973 SEP 2 0



ACORDĂ ASISTENŢĂ TEHNICĂ ŞI ORGANIZEAZĂ CURSURI D SPECIALIZARE

CSIO

TIMIŞOARA

Bd. Mihai Viteazu nr. 30

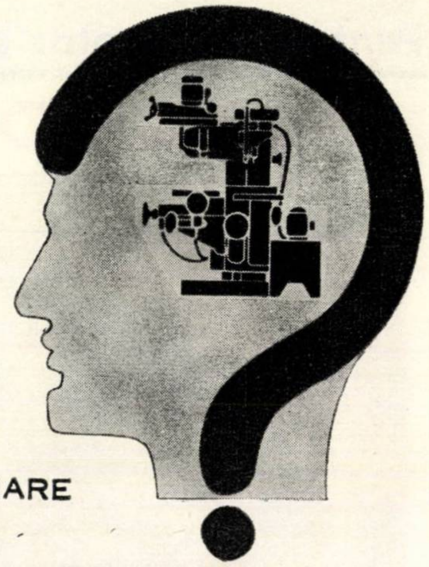
Telefon 1.32.68—8.19.42

Pentru orice motor ● Pentru orice maşină ● Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziţie
cu o gama variată
de rulmenţi

Rulmenţi cu bile, cu simplu şi dublu efect
Rulmenţi cu role cilindrice
Rulmenţi radiali — oscilanţi cu role butoi pe două rînduri
Rulmenţi de construcţie specială ca:
- rulmenţi radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători şi marfă
- rulmenţi pentru utilaj petrolier
- rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.



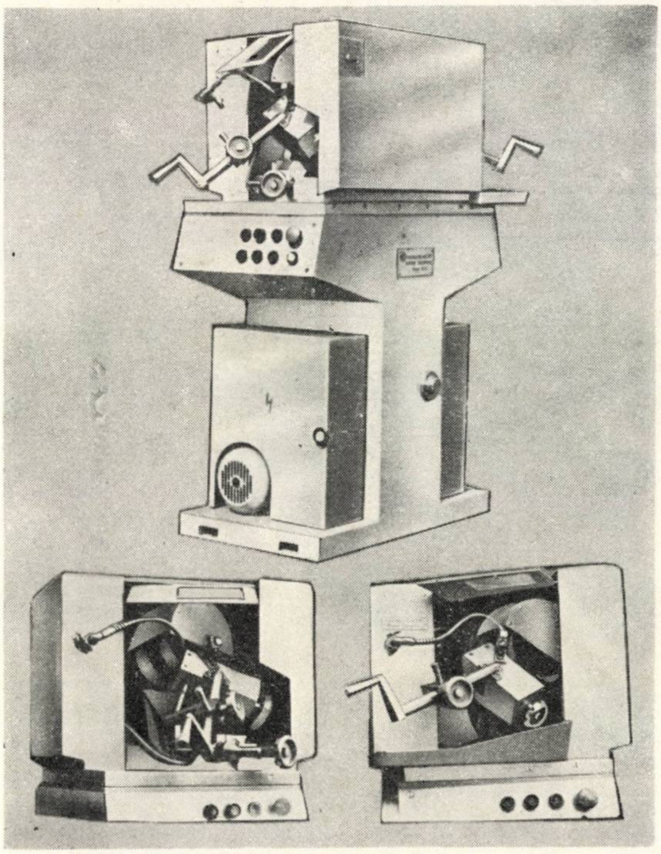
DORIȚI

CA UNITATEA DV. SĂ FIE DOTATĂ CU MAȘINI DE MARE PRODUCTIVITATE ȘI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ-SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

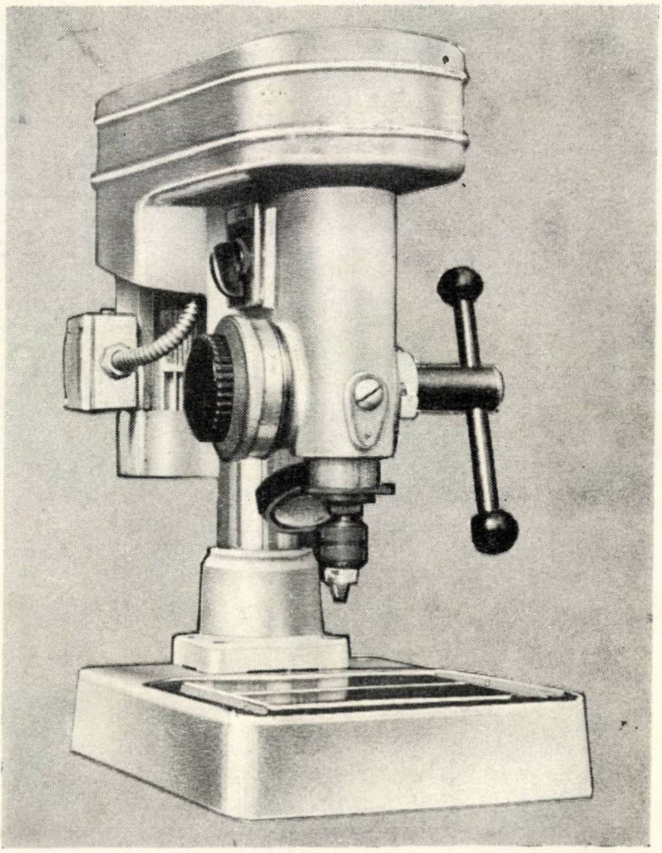
vă poate oferi:



MAȘINA DE ASCUȚIT BURGHIE TIP MAB-65

Mașina este destinată ascuțirii burghielor elicoidale în gama de la ∅ 5 la ∅ 65 mm, după suprafețe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" și „ELBI."

Burghiele ascuțite pe această mașină au o durată de utilizare de 4–12 ori mai mare decît burghiele ascuțite prin procedeele clasice.



MAȘINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6-M

Mașina este destinată operațiilor de găurire pînă la ∅ 6 mm.

Se mai pot executa operații de adîncire, lamare, lărgire.

Mașina are 10 trepte de turație cuprinse în intervalul 1320–11800 rot/min.

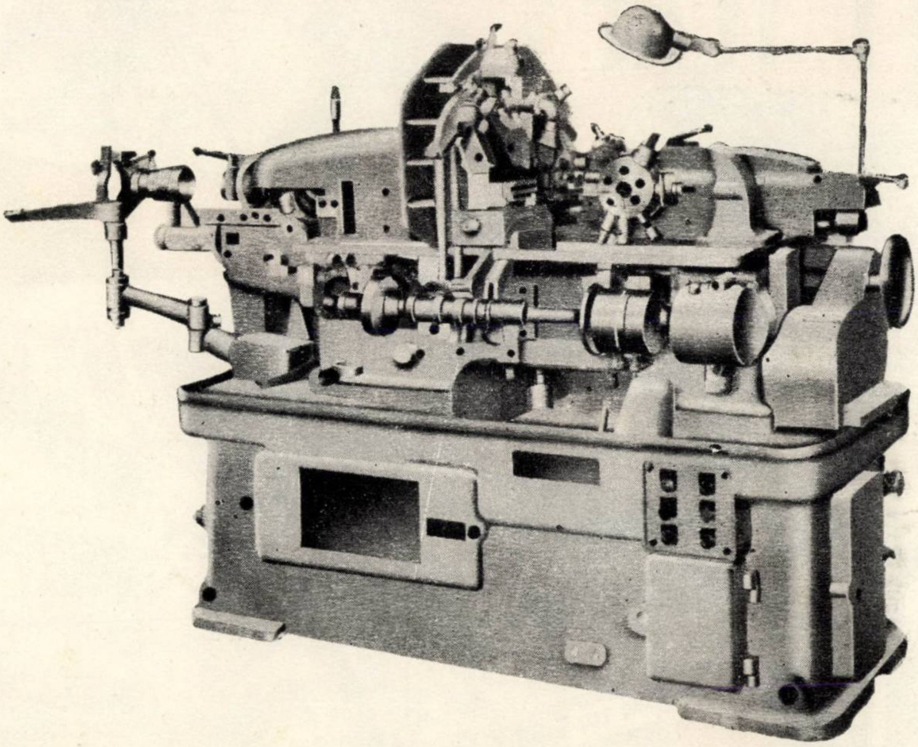
ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI **PRODUCE**:

- ferăstrae alternative FA — 300 ● mașini de găurit G — 13 ● mașini de tăiat oțel beton — FTOB ● mașini de roluit tablă MRT — 1,5 ● mașini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD—500 și PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanți, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ȘI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAȘINI-UNELTE.

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.

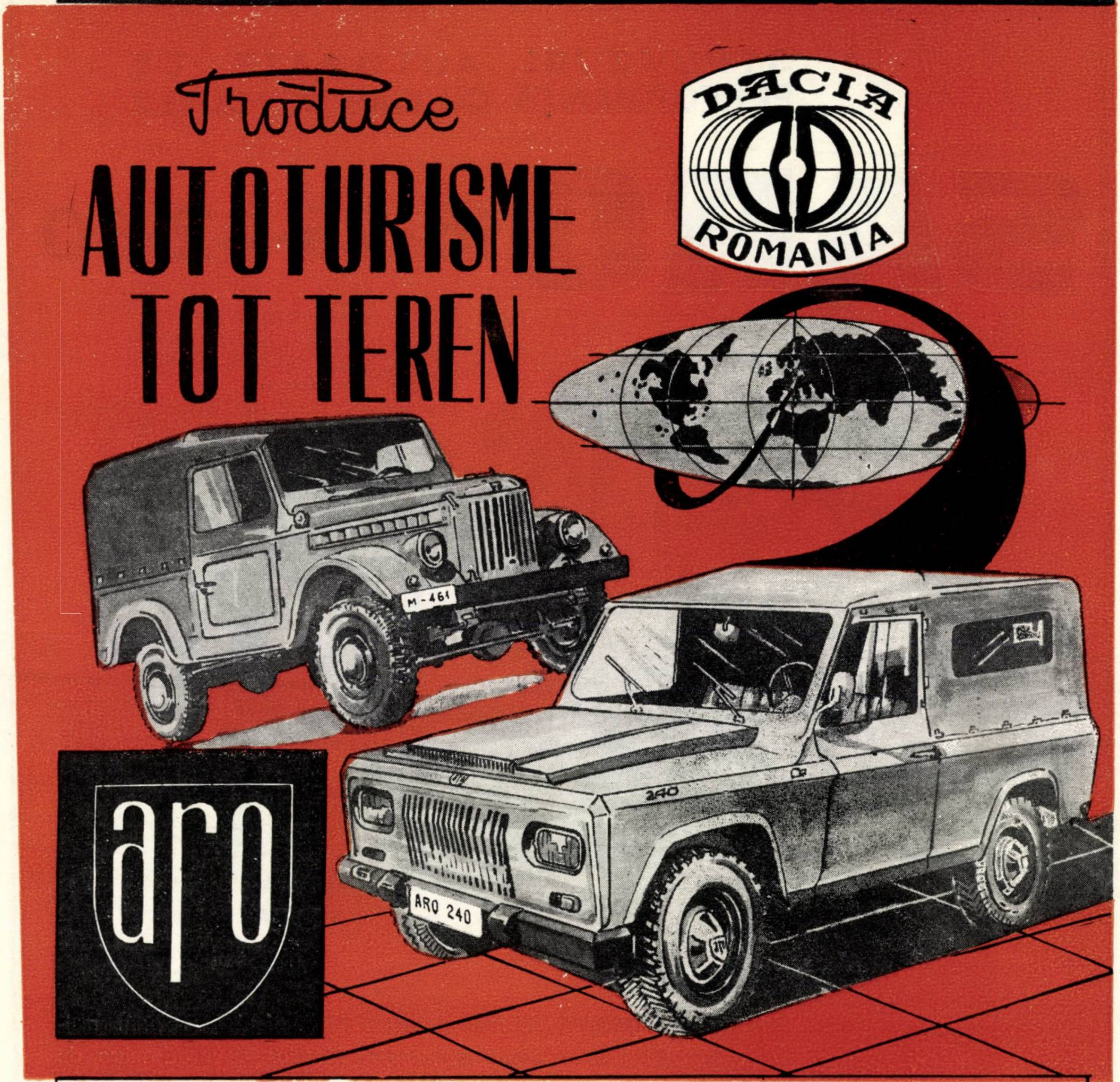
Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL

Produce AUTOTURISME TOT TEREN



Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut şi apreciat în toată lumea. Caracteristicile sale de trecere sînt excepţionale:

CARACTERISTICI	**ARO** M461-C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcţia lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele şi neamenajate, în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane şi marfă	8 pers. sau 0,650 t	8 pers. sau 0,700 t	5 pers. sau 0,535 t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 CP. la 4000 rot/min	80 CP. la 4200 rot/min	80 CP. 4200 rot/min.
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL

CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEŢUL ARGEŞ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷1006 Telex: 018259

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ŞTIINŢIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, MAI, Nr. 5, 1973

CUPRINS

IVANOV, P.:	**Direcţiile principale în dezvoltarea construcţiilor de maşini din Bulgaria**	273–278
STOIANOV, D.:	**Aprecierea economică a centralizării interuzinale şi specializarea reparaţiilor în construcţia de maşini**	279–281
PATARINSKI, P. şi PASOV, ST.	**Rectificare fără centre utilizînd sisteme adaptabile de reglaj.**	282–287
PISAROV, A. şi IVAN P. HRISTOV:	**Dinamica tamisorului vibratil de rezonanţă.**	288–291
TVETAN MIHAILOV şi MILKO LESIDRENSKI:	**Condiţii optimale la alcătuirea sistemelor tehnologice automatizate.**	291–294
DOICIO DIMITROV:	**Metodologie de calcul analitic al parametrului R_a la prelucrarea prin aşchiere cu cuţit.**	295–300
ŞTEFAN STOIANOV şi POPOV, ENCIO:	**Cercetarea interacţiunii mecanice între portperie,perie şi colector la motoarele electrice de tracţiune cu două rotoare pentru electrocare.**	301–304
RADEV, V., SOPOLOV, N., KOLEV, ST. şi KARADIMITROV D:	**Procedeu de prelucrare a frezelor melc cilindrice cu pas variabil şi mecanismul de acţionare a avansului la maşina-unealtă pentru realizarea procedeului.**	304–310
VLADIMIR VASILIEV, şi HRISTO ILIEV:	**Distribuirea presiunilor şi deformaţiilor în sistemul de contact cu elasticitate proprie.**	311–314
HRISTO IVANOV–MARINOV:	**Despre localizarea petei de contact la roţile dinţate conice cu dinţi circulari, normal micşorate.**	314–317
BAKARDJIEV, I. V.:	**Influenţa cromului, nichelului şi cuprului asupra consistenţei fontei perlitice albastre.**	317–321
STEFAN VENKOV:	**Construcţia şi caracteristicile statice ale unui aparat pentru protecţia conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice.**	322–325
DOCUMENTARE		326–328
RECENZII		329
CRONICĂ		330
REVISTA REVISTELOR		330–334

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. TR. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621 (09) (497.2)

Ivanov, P.: **Direcţiile principale în dezvoltarea construcţiilor de maşini din Bulgaria.**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 273–278

CZ 621: 658.588.7: 65.016.4

Stoianov, D.: **Aprecierea economică a centralizării interuzinale şi specializarea reparaţiilor în construcţia de maşini**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 279–281

CZ 621. 924–53

Patarinski, P. şi *Pasov, St.:* **Rectificare fără centre utilizînd sisteme adaptabile de reglaj.**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 282–287

CZ 621.928.235

Pisarov, A. şi *Ivan P. Hristov:* **Dinamica tamisorului vibratil de rezonanţă**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 288–291

CZ 531.8 :621–52

Tvetan Mihailov şi *Milko Lesidrenski:* **Condiţii optimale la alcătuirea sistemelor tehnologice automatizate.**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 291–294

CZ 621.91.025.001.24

Doicio, Dimitrov: **Metodologie de calcul analitic al parametrului R_a la prelucrarea prin aşchiere cu cuţit**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 295–300

CZ 621.333 :621.335.51

Stefan, Stoianov şi *Encio, Popov:* **Cercetarea interacţiunii mecanice între portperie, perie şi colector la motoarele electrice de tracţiune cu două rotoare pentru electrocare.**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 301–304

CZ 621.914.28

Radev V., Sopolov N., Kolev, St. şi *Karadimitrov, D.:* **Procedeu de prelucrare a frezelor melc cilindrice cu pas variabil şi mecanismul de acţionare a avansului la maşini-unelte pentru realizarea procedeului**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 304–310

CZ 539.3

Vladimir, Vasiliev şi *Hristo, Iliev:* **Distribuirea presiunilor şi deformaţiilor în sistemul de contact cu elasticitate proprie**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 311–314

CZ 621.833.2

Hristo Ivanov Marinov: **Despre localizarea petei de contact la roţile dinţate conice cu dinţi circulari, normal micşorate**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 314–317

CZ 669.131.001 5.

Bakardjiev, I. V.: **Influenţa cromului, nichelului şi cuprului asupra consistenţei fontei perlitice albastre**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 317–321

CZ 627.844–76

Stefan, Venkov: **Construcţia şi caracteristicile statice ale unui aparat pentru protecţia conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice.**

Construcţia de maşini 25 (1973) nr. 5, p. 322–325

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mändineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia" Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2728.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

MŰSZAKI KÖNYVTÁR

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621 (09) (497.2)

Иванов, П.: **Основные направления в пазвитии Болгрского машиностроения**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 273–278

ДК 621:658.588.7:65.016.4

Стоянор, Д.: **Экономическая оценка межзаводскои централизациаличации и специализации репонтов в машиноствоении.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 279–281

ДК 621.924–53

Патарински, П. и *Пасов, Шт.*: **Бесцентровое шлифование с применением приспособленной системы регулирования.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) №. 5, стр. 282–287

ДК 621.928.235

Писарев, А. и *Иван Христов:* **Динамика вибрационного резонансного сита.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 288–291

ДК 531.8 :621–52

Цветан Михайлов и *Милков Лесидренски:* **Оптимальные условия при составлении автоматизированных технологическихсистем.**

Construcţia de maşini 25 (1973), № 5, стр. 291–294

ДК 621.91.025.001. 24

Дойнчио Димитров: **Методология аналитического расчета параметров R_a при ножевой обработке со снятием стружки.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 295–300

ДК 621.333 :621.335.51

Штефан Стоянов и *Попов Енчио:* **Исследование механического взаимодействия между щеткодержателем, щеткой и коллектором на тяговом электродвигателе с двумя роторами для аккумуляторной тележки.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 301–304

ДК 621.914.28

Радев, В., *Сополов, Н.*, *Колев, Шт.* и *Карадимитров, Д.*: **Способ обработки червячных цилиндрических фрез с переменным шагом и приводной механизм подачи на стенках для осуществления данного способа.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) № 5, стр. 304–310

ДК 539.3

Владимир Васильев и *Христо Илиев:* **Распределение давлений и деформаций в системах с собственным пружинным контактом.**

Construcţia de Maşini 25 (1973)№ 5, стр. 311–314

ДК 621.833.2

Христо Иванов Маринов: **Об определении местоположения контактного пятна на коническом зубчатом колесе с нормально уменьшенными круглыми зубьями.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 5, стр. 314–317

ДК 669.131.001.5

Бактерджсев, И. В.: **Влияние хрома, никеля и меди на консистенцию синего перлитного чугуна.**

Construcţia de maşini 25 (1973), № 5, стр. 317–321

ДК 627.844–76

Штефан Венков: **Конструкция и статистическая характеристика аппарата для защиты принудительных трубопроводов гидроэлектрических станций.**

Construcţia de maşini 25 (1973) №, 5 стр. 322–325

INHALT

DK 621 (09) (497.2)

Ivanov. P.: **Die Hauptrichtungen in der Maschinenbauentwicklung in Bulgarien.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 273–278

DK 621:658.588.7:65.016.4

Stoianov, D.: **Die wirtschaftliche Beurteilung der interbetriebliche Zentralisierung und die Speziallisierung der Reparaturen im Maschinenbau.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 279–281

DK 621.924–53

Patarinski, P, und *Pasov, St.* : **Kernpuntklosses Schleifen mit Hilfe anpassungsfähiger Einstellsysteme**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H.5, S. 282–287

DK 621.928.235

Pisarev. A. und *Ivan P. Hristov* : **Dynamik des Resonanzschwingungssiebs**

Construcţia de maşini 25 (1973), H. 5, S. 288–291

DK 531.8 :621–52

Tvetan Mihailov und *Milko Lesidrenski* : **Optimalbedingungen für die Gestaltung automatisierter technologischer Systeme**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 291–924

DK 621.91.025.001.24

Doicio, Dimitrov : **Methodologie der analytischen Berechnung des R_a-Parameters bei der Bearbeitung durch Meisselspannung**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5. S. 295–300

DK 621.333 :621.335.51

Stefan, Stoianov und *Popov, Encio* : **Untersuchung der mechanischen Wechselwirkung zwischen Bürstenträger, Bürste und Kollektor bei elektrischen Antriebsmotoren mit zwei Läufern für Elektrokarren**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 301–304

DK 621.914.28

Radev V., *Sopolov N.*, *Kolev, St.* und *Karadimitrov, D.* : **Bearbeitungsverfahren der Walzenschneckenfräser mit veränderlichem Gang und Antriebsmechanismus des Vorschubs bei Werkzeugmaschinen für die Durchführung des Verfahrens**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 304–310

DK 539.3

Vladimir Vasiliev, und *Hristo, Iliev* : **Verteilung der Drücke und Verformungen im Kontaktsystem mit Eigenelastizität**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 311–314

DK 621.833.2

Hristo Ivanov Marinov: **Über die Begrenzung des Berührungsflecks bei Stirnrädern mit ringförmiger Zahnung, mit normaler Verkleinerung**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 314–317

DK 669.131.001.5

Bakardjiev, I. V. **Einfluss des Chroms, Nickels und Kupfers auf die Konstante des blauen Perlitgusses**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 317–321

DK 627.844–76

Stefan, Venkov : **Aufbau und statische Kennzeichen eines Geräts für den Schutz der Druckleitung der Wasserkraftwerke**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 5, S. 322–325

CONTENTS

DC 621 (09) (497.2)
Ivanov. P.: **Main trends in mechanical engineering development in Bulgaria.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 5, p. 273–278

DC 621; 658.588.7:65.016.4
Stoianov, D.: **Economic assesment of inter-plant centralization and specialized repair work in mechanical engineering.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 5, p. 279–281

D.C. 621.924–53
Patarinski, P. and *Pasov. St.* : **Centreless Grinding by Using Adaptable Regulating Systems.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 282–287

D.C. 621.928.235
Pisarev, A. and *Ivan P. Hristov* : **The Dymanics of the Resonance Vibrating Screen.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 288–291

D.C. 531.8 :621–52

Ţvetan Mihailov and *Milko Lesidrenski* : **Optimum Conditions in the Composition of Automatised Technological Systems.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 291–294

D.C. 621.91.025.001.24

Doicio Dimitrov : **Analytical Calculus Technology of the R_a Parameter in the Tool Splintering.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 295–300

D.C. 621.333 :621.335.51

Ştefan Stoianov and *Encio Popov* : **Studying the Mechanical Interaction of Brush-Holder, Brush and Collector in Two-Rotor Traction Electric Motors for Electrocars.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5. p. 301–304

D.C. 621.914.28

Radev. V., Sopolov N., Kolev, St. and *Karadimitrov D.* : **A Way of Processing the Cylindrical Hobbing Cutters with Variable Pitch and the Advance Drive Mechanism in Machine Tools for Achieving the Technique.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 304–310

D.C. 539.3

Vladimir Vasiliev and *Hristo Iliev* : **The Distribution of Pressures and Deformations in the Contact System with Proper Elasticity.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 311–314

D.C. 621.833.2

Hristo Ivanov Marinov : **The Localization of the Contact Spot in Normally Diminished Conic Wheels with Circular Teeth.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 314–317

D.C. 669.131.001.5

Bakardjiev, I. V. : **The Influence of Chromium, Nickel and Copper on the Consistency of the Blue Pearlitic Cast Iron**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 317–321

D.C. 627.844–76

Ştefan Venkov: **The Construction and Static Characteristics of an Apparatus for the Protection of Press Water Conduits of Hydroelectric Power Stations.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 5, p. 322–325

SOMMAIRE

CD 621 (09) (497.2)
Ivanov, P.: **Les orientations principales dans le développement de la construction mécanique en Bulgarie.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 273–278

CD 621: 658.588.7: 65.016.4
Stoianov, D.: **L'efficacité économique de la centralisation des processus technologiques à l'échelon des usines et la spécialisation des réparations dans la construction mécanique.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 279–281

CD 621.924–53
Patarinski, P. et *Pasov, St.* : **La rectification sans centres en utilisant des systèmes adaptables de règlage.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 282–287

CD 621.928.235
Pisarev, A. et *Ivan P. Hristov:* **La dynamique du tamiseur vibratoire de résonance.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 288–291

CD 531.8 :612–52
Ţvetan Mihailov et *Millko Lesidrenski* : **Conditions optimales lors de l'élaboration des systèmes technologiques automatisés.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) no. 5, p. 291–294

CD 621.91.025.001.24
Doicio Dimitrov : **La méthodologie de calcul analytique du paramètre R_a lors de l'usinage par rabotage en copeaux à l'aide d'un couteau.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 295–300

CD 612.333 :621.335.51
Ştefan Stoianov et *Encio Popov* : **L'étude de l'interaction mécanique entre le porte-brosse, la brosse et le collecteur des moteurs électriques de traction à deux rotors, destinés aux électrochars.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 301–304

CD 621.914.28
Radev, V., Şopolov, N. Kolev, St. et *Karadimitrov D.* : **Procédé d'usinage des fraises-à vis sans fin à pas variable et le mécanisme d'entraînement de l'avance des machines-outils pour la réalisation du procédé.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 304–310

CD 539.3

Vladimir Vasiliev et *Hristo Iliev* **La répartition des pressions et des déformations dans le système de contact à élasticité propre.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 311–314

CD 621.833.2

Hristo Ivanov Marinov : **En ce qui concerne la localisation de la tache de contact aux roues dentées à dentier circulaire, normalement réduits.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 314–317

CD 669.131.001.5

Bakardjiev, I. V. : **L'influence du chrome, du nickel et du cuivre sur la consistance de la fonte perlitique bleu.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 317–321

CD 627.844–76

Ştefan Venkov : **La construction et les caractéristiques statiques d'un appareil destiné à proteger les conduites forcées des centrales hydroélectriques.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 5, p. 322–325

CZ 621 (09) (497.2)

Direcţiile principale în dezvoltarea construcţiilor de maşini din Bulgaria

Ing. Petar IVANOV – redactor şef al revistei „Maşinostroene"

În cadrul dezvoltării rapide a industriei în R.P. Bulgaria, construcţia de maşini deţine un loc prioritar. Într-o perioadă de mai puţin decît 25 de ani, construcţiile de maşini din Bulgaria au evoluat ca o ramură stabilă, dinamică şi eficientă, care ocupă locul prioritar în viaţa economică a ţării. Această evoluţie rapidă a construcţiilor de maşini este pe deplin evidentă şi clară. Şi partidul şi guvernul şi poporul bulgar înţeleg şi recunosc că asigurarea îndeplinirii planului de industrializare a ţării, precum şi de ridicare a nivelului de trai al poporului, elaborat de către partid, în scopul realizării programului naţional de bunăstare a poporului, trebuie să garanteze o înaltă productivitate a muncii în toate sferele vieţii. O astfel de productivitate înaltă poate fi, totuşi, obţinută numai datorită existenţei unei industrii proprii constructoare de maşini, care să furnizeze tehnică avansată tuturor ramurilor economiei naţionale.

Devotaţi cauzei dezvoltării multilaterale a economiei naţionale, prin industrializarea rapidă a ţării, prin îmbunătăţirea continuă a nivelului de trai al poporului şi prin construirea bazei materiale a socialismului la noi în Bulgaria, partidul comunist şi guvernul au acordat şi acordă o însemnătate sporită dezvoltării rapide a construcţiei de maşini bulgare. Conducerea de partid şi de stat a apreciat cu mult realism rolul hotărîtor al construcţiilor de maşini în dezvoltarea tuturor celorlalte ramuri ale industriei şi a întregii economii naţionale, dîndu-le „drum liber". Şi, într-adevăr, într-un timp foarte scurt construcţiile de maşini bulgare au devenit ramura principală, nu numai a industriei, ci şi a întregii economii naţionale şi, în acelaşi timp, partenerul acceptat de multe state străine.

Rezultatele dezvoltării prioritare a construcţiilor de maşini din Bulgaria au devenit cu totul evidente. Numai într-o perioadă de aproximativ douăzeci de ani au fost construite în Bulgaria peste 350 întreprinderi constructoare de maşini, marea majoritate a lor fiind înzestrate cu maşini şi utilaje moderne, folosind o tehnică avansată şi aplicînd tehnologii din cele mai progresive. Concomitent a crescut, a acumulat experienţă şi a căpătat o înaltă calificare o armată de cîteva mii de tineri, constructori de maşini entuziaşti, capabili să soluţioneze orice problemă de teorie şi practică privind construcţiile de maşini.

Într-un ritm foarte rapid au crescut şi capacităţile de producţie ale construcţiilor de maşini bulgare.

În etapa celui de al patrulea cincinal, 1960–1965, volumul total al producţiei industriale a crescut de peste 2,42 ori, realizîndu-se un ritm mediu anual de creştere de ordinul a 19,4 procente. Acest ritm de dezvoltare s-a menţinut şi în următorul cincinal, 1966–1970. Planurile prevăd şi pentru cel de-al şaselea cincinal, 1971–1975, o evoluţie ascendentă a construcţiilor de maşini în aceleaşi ritmuri şi o creştere a volumului total al producţiei industriale, la sfîrşitul cincinalului, de 2 ori comparativ cu anul 1970. Aceasta reprezintă o realizare importantă, avînd în vedere baza înaltă de plecare a anului 1970. În mod cu totul deosebit putem ilustra ritmul de dezvoltare a construcţiilor de maşini în cel de-al şaselea cincinal, examinînd cîteva aspecte ale planului pe anul 1973, anul de vîrf al cincinalului. Astfel, de exemplu, volumul producţiei în anul 1973 creşte cu 20% comparativ cu 1972, iar productivitatea muncii evoluează cu 14%; exportul de maşini şi utilaje trebuie să se mărească cu peste 30% în raport cu 1972, ceea ce determină unele unităţi economice de stat (GHO) cum sînt „Izot", „Balkankar" şi altele să depăşească cu mult acest procent.

Încă de la începutul creării unei industrii proprii de construcţii de maşini, atenţia ţării noastre a fost îndreptată spre asigurarea asimilării şi intrării în fabricaţie a celor mai adecvate tipuri de maşini, aparate şi utilaje pentru economia naţională de perspectivă, din punctul de vedere al nivelului mondial, precum şi al cerinţelor pieţei externe. Scopul principal, în prima etapă, era satisfacerea industriei ţării în plină dezvoltare şi apoi asigurarea producţiei construcţiilor de maşini astfel ca să poată vinde cu succes fabricatele sale pe pieţele externe. Această tendinţă a fost menţinută şi îmbunătăţită continuu. Pentru un asemenea scop, programul de dezvoltare a industriei constructoare de maşini bulgare este în întregime actual şi cuprinde aproape toate *produsele principale și pe cele de perspectivă aflate în nomenclatorul construcției de mașini mondiale.*

În programul de fabricație al construcțiilor de mașini din Bulgaria intră aproape toate tipurile de mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor (strungurile, mașinile-unelte pentru rabotat, mașinile de găurit, cele de rectificat, mașinile de frezat, presele, ștanțele, mașinile pentru turnătorii, mașinile-unelte agregat pentru rectificat fără centre, familiile de mașini-unelte și altele), mașinile textile, agricole, de ridicat și transportat, precum și utilajele aferente, diverse tipuri de motoare cu ardere internă, mașini pentru industria alimentară, marea majoritate a produselor industriei electrotehnice ca : motoare electrice de diferite tipuri, transformatoare, aparatură electrotehnică etc., cea mai mare parte a nomenclatorului industriei curenților slabi (radioreceptoare, televizoare magnetofoane, tranzistoare, întreaga gamă a tehnicii telefonice, inclusiv centralele telefonice automate, semiconductoarele, produsele și elementele electronice și altele), un sortiment bogat de aparate și dispozitive de tipuri diferite, aparatură de măsură și control etc.

O dinamică ascendentă rapidă a căpătat, în ultimul timp, fabricația mașinilor electronice de calculat și a echipamentelor electronice pentru prelucrarea datelor. Este de la sine înțeles că, din această vastă nomenclatură, sînt selecționate tipurile cele mai utile și mai importante de produse pentru țara noastră și care pot fi solicitate și de alte țări.

Cu toate că în nomenclatorul de fabricație al tinerei industrii constructoare de mașini din Bulgaria, sînt cuprinse cele mai moderne construcții de produse și mașini, la noi de regulă are loc o reînnoire permanentă a acestuia. Astfel, de pildă, în următorii cîțiva ani este prevăzută reînnoirea a circa 60% din nomenclatorul de produse. Această reînnoire se realizează prin perfecționarea produselor asimilate, prin crearea și asimilarea a noi tipuri de produse, sau prin cumpărarea de licențe la produsele de înaltă tehnicitate și însușirea fabricației acestora. În felul acesta, producția construcțiilor de mașini ține în permanență pasul cu dezvoltarea tehnică a construcțiilor de mașini pe plan mondial.

Avînd în vedere tendințele actuale în evoluția construcțiilor de mașini pe plan mondial și în special unele particularități caracteristice ale construcțiilor de mașini din Europa, precum și ale industrializării în general, îndeosebi tendința de creștere continuă a gradului de complexitate al mecanizării și automatizării proceselor de producție, în R.P. Bulgaria s-a acordat o atenție deosebită cercetării, proiectării și asimilării acelor tipuri de produse, mașini și utilaje care rezolvă direct problema respectării tendințelor respective. Aceasta s-a reflectat asupra schimbării calității nomenclatorului de produse, în care au fost incluse mașinile-unelte agregat, liniile complete de fabricație în flux, mașinile-unelte cu comandă numerică și cu comandă-program, noile mașini de rectificat fără centre, familiile de strunguri etc. Este evident că, reînnoirea nomenclatorului de produse al construcțiilor de mașini din țara noastră cuprinde nu numai produse și mașini necesare direct construcțiilor de mașini, ci și o mare parte din mașinile și utilajele destinate altor ramuri industriale. Așa, de exemplu, pentru industria chimică, alimentară, metalurgică etc., se produc deja mașini și utilaje cu ajutorul cărora se realizează mecanizarea completă și automatizarea parțială sau totală a proceselor de fabricație. Pentru agricultură se preconizează noi sisteme de mașini care să mecanizeze sau să automatizeze în întregime principalele procese ale acestei subramuri.

Pentru realizarea rapidă a tendințelor moderne ale construcțiilor de mașini pe plan mondial, precum și pentru menținerea lor la nivelul actual, în țara noastră se acordă o atenție deosebită acelor subramuri ale construcțiilor de mașini care au rol hotărîtor în modernizarea întregii noastre economii. În ritmurile cele mai rapide se dezvoltă și vor evolua și în viitor subramurile : automatizare și construcții de aparate, industria mașinilor pentru prelucrarea metalelor, cea a mașinilor electronice de calcul și a echipamentelor electronice de prelucrare a datelor, cea radioelectronică și de telecomunicații, construcțiile de mașini de ridicat și transportat etc. Astfel, de pildă, deși creșterea medie a producției totale a construcțiilor de mașini, în perioada 1970—1975, este de 228%, la unele din subramurile amintite această creștere este mult mai mare ; pentru subramurile automatizare și construcții de mașini — 400%, pentru aparatura radioelectronică și de telecomunicații — de circa 300%, pentru mașinile-unelte de prelucrare a metalului — peste 250%, pentru moto- și electrocare — 410%, pentru mașinile electronice de calcul — peste 400% etc. Aceasta contribuie direct la formarea structurii moderne, progresive, a construcțiilor de mașini din Bulgaria.

Dezvoltarea construcțiilor de mașini din Bulgaria este așezată pe baze științifice. Problemele se rezolvă cu atît mai ușor, cu cît la crearea bazelor industriei noastre constructoare de mașini nu au existat uzine vechi care să îngreuieze modernizarea acestei ramuri. Începutul construcțiilor de mașini din Bulgaria, acum circa 25 de ani în urmă, a avut loc în condițiile creării unor întreprinderi complet noi, înzestrate cu tehnica cea mai avansată la momentul respectiv. Paralel cu aceasta, partidul și guvernul au creat climatul favorabil dezvoltării activității de cercetare științifică și au asigurat condițiile necesare pentru răspîndirea și însușirea teoriei și practicii construcțiilor de mașini. Într-un timp scurt, în țara noastră s-au înființat zeci de institute specializate, de cercetare științifică și de proiectare-executare, precum și un număr însemnat de baze de dezvoltare tehnică, utilate cu tehnică avansată, în care lucrează zeci de mii de specialiști excepționali, cercetători științifici, constructori și executanți de înaltă calificare.

Pentru fructificarea cît mai complet posibilă și cît mai corectă a acestei armate mari de specialiști, în ultimii ani s-a realizat o nouă organizare de cercetare științifică și de proiectare-execuție. Au fost înființate, astfel, organizații centrale pentru activități de cercetare științifică și de dezvoltare (TNIRD), care reunesc întreaga muncă științifică și constructivă a diverselor subramuri și specialități din cadrul construcțiilor de mașini. Aceste organizații puternice, în care activează mii de specialiști din toate domeniile construcțiilor de mașini, sînt capabile să soluționeze în termenele cele mai scurte nu numai problemele de cercetare științifică și proiectare-execuție, ci și noi cercetări pe care să le transmită întreprinderilor producătoare. Efectul acestei noi forme de cercetare științifică și proiectare-execuție este pozitiv și se reflectă concret și eficient în activitatea subramurilor.

În TNIRD sînt studiate anual mii de teme din domeniul teoriei și practicii construcțiilor de mașini. O mare parte dintre aceste teme este strîns legată de sarcinile de producție ale ramurii. Dar există și multe teme prin care se elaborează problemele fundamentale ale teoriei și practicii construcțiilor de mașini. Temele acestea sînt studiate de cei mai competenți specialiști nu numai din cadrul TNIRD, ci și din institutele de învățămînt superior, întreprinderi și departamente.

Reînnoirea permanentă a nomenclatorului de fabricație al construcțiilor de mașini din țara noastră impune și reînnoirea continuă a tematicii acestor organizații, precum și creșterea anuală a numărului de probleme. Aceasta face posibil ca, prin elaborarea unor lucrări științifice în cadrul construcțiilor de mașini din Bulgaria, să se propage cele mai noi tendințe și cerințe și să se execute în construcțiile de mașini o producție de înalt nivel tehnic, științific și de exploatare. Despre aceasta ne vorbește și faptul că un șir de produse bulgare ale construcțiilor de mașini constituie noutăți pentru construcțiile de mașini mondiale, din punctul de vedere al originalității, al soluțiilor constructive și al principiilor aplicate, precum și al eficienței de fabricație; multe dintre ele au primit înalte aprecieri la expozițiile și tîrgurile internaționale.

Perspectivele dezvoltării viitoare a construcțiilor de mașini bulgare sînt din cele mai bune. Conform hotărîrilor și decretelor Congresului Partidului Comunist Bulgar, construcțiile de mașini vor continua să evolueze în ritmuri tot mai înalte, ca cea mai dinamică ramură a economiei noastre, cu rolul prioritar în intensificarea pe viitor a economiei naționale. Aceasta se referă atît la obiectul fabricației, cît și la structura ramurii. După cum s-a mai menționat, în perioada celui de-al 6-lea cincinal, 1971—1975, volumul total al producției construcțiilor de mașini va crește de peste două ori. Conform acestui indicator, ramura se va clasa definitiv pe locul întîi în cadrul tuturor celorlalte ramuri ale economiei naționale.

Se preconizează îndeosebi îmbunătățirea și dezvoltarea continuă a structurii construcțiilor de mașini. În mod cu totul prioritar se vor dezvolta subramurile și produsele determinante ale structurii, care prin scopul pe care îl au influențează pozitiv asupra îmbunătățirii eficacității și rentabilității nu numai a construcțiilor de mașini, ci și a celorlalte ramuri industriale pentru care sînt destinate produsele construcțiilor de mașini. În primul rînd acestea sînt mașinile, aparatele, dispozitivele, utilajele și echipamentele care asigură mecanizarea complexă și automatizarea proceselor, atît în construcțiile de mașini, cît și în cele mai importante ramuri ale economiei naționale. Se vor continua cu intensitate elaborarea și asimilarea în fabricație a mașinilor-unelte moderne pentru prelucrarea metalelor, cu comandă program și numerică, a mașinilor-agregat, a liniilor complete în flux, inclusiv a liniilor pentru montaje, a mașinilor pentru rectificarea fără centre, a familiilor de mașini etc. În vederea realizării hotărîrilor celui de-al X-lea Congres al partidului au crescut mult sarcinile privind crearea *sistemelor și subsistemelor automate pentru conducerea economiei naționale și pentru tehnica organizării, a diferitelor utilaje de memorare externă pe benzi magnetice, a minicomputerelor, terminalelor etc. Fabricația acestora pentru automatizare se va realiza printr-o recentă cooperare cu Uniunea Sovietică și cu cîteva state socialiste. Volumul de producție al mijloacelor și aparatelor de automatizare a proceselor de producție în cel de-al șaselea cincinal (1971—1975) va crește de aproximativ 4 ori, în comparație cu cincinalul anterior.*

În strînsă legătură cu asigurarea fabricii unor mașini și aparate moderne se acordă o atenție sporită dezvoltării mai rapide a producției de elemente electronice, în special a microschemelor integrale, cu largă aplicabilitate în tehnica modernă de calcul electronic, în radioelectronica industrială și de uz casnic, în tehnica comunicațiilor, în tehnica mijloacelor de automatizare etc.

În republica populară se pune un accent deosebit pe creșterea rapidă a productivității muncii. Sîntem conștienți de faptul că această problemă de mare însemnătate poate fi soluționată numai atunci cînd întreaga economie va fi utilată cu tehnica de înaltă productivitate. De parametrii tehnico-economici și de caracteristicile de exploatare a mașinilor fabricate vor depinde rezolvarea complexă a tehnologiei în întreprinderile noastre și obținerea creșterii dorite a productivității muncii. Iată pentru ce se va dezvolta în anii următori cu precădere subramura „mașini-unelte și scule pentru prelucrarea și așchierea metalelor". Problema se impune în special celui de al 6-lea cincinal (1971—1975), întrucît în această etapă este necesară reconstrucția și modernizarea întreprinderilor noastre constructoare de mașini.

Țara noastră este una dintre marile țări producătoare de mașini de ridicat și transportat, în special a electrocarelor și motocarelor. Iată pentru ce, atît în cincinalul actual cît și în cel viitor, ramura noastră constructoare de mașini de ridicat și transportat va continua să se dezvolte cu pași repezi. La sfîrșitul anului 1975 volumul producției de electro- și motocare va crește de 1,7 ori, iar cel al palanelor electrice cu cărucior, de 1,65 ori, în comparație cu anul 1970. Ca rezultat al cercetărilor și al studiilor tehnico-științifice continue a fost elaborată și asimilată gama de electro- și motocare pe baza unei largi unificări și standardizări a pieselor, cu noi indicatori tehnici și de exploatare. Corespunzător cerințelor crește gama tipodimensiunilor și cea a tipurilor de moto- și electrocare. Pe lîngă aceasta se creează noi tipuri de motocare cu motoare cu benzină și diesel, electro- și motocare cu motor în patru timpi etc., echipate cu transmisii hidrostatice. Au fost concepute, de asemenea, tipuri noi de care cu adaptări necesare pentru conteinere. În domeniul fabricației de palane electrice cu cărucior se prevede o creștere intensivă. Se creează noi construcții și modificări la electropalane cu o capacitate de ridicare de la 0,5 la 40 t, printre care cele în execuție antiexplozivă. Este prevăzută aplicarea largă a comenzii-program, precum și a comenzii la distanță a celor din urmă.

Pentru îmbunătățirea substanțială a tehnicii depozitării se vor concepe și se vor asimila în fabricație mașini pentru deservirea în stelaje cu dispozitive programate, sisteme unitare de mașini pentru mecanizarea complexă a operațiilor de încărcare-descărcare în depozite și producție. Avînd în vedere marea capacitate a muncii de transportare, în special în cadrul transportului interuzinal, o mare parte din mașini pentru transportul interuzinal se realizează prin includerea lor în cadrul liniilor automate complexe în flux.

Creșteri substanțiale se prevăd, în actualul cincinal, și în construcția navală din Bulgaria. Cel mai important obiectiv în dezvoltarea din această perioadă este asimilarea în fabricație a navelor de mare tonaj pînă la 38 mii tone, a navelor de transport și a tancurilor de 100 mii tone. Ținînd seamă de însemnătatea economică a industriei constructoare de nave, partidul și guvernul alocă importante mijloace pentru dezvoltarea rapidă a acestor subramuri. Numai în 1975, de pildă, este prevăzută fabricația navelor cu tonaj de circa 400 000 tdw. Aceasta reprezintă o mare realizare pentru țara noastră.

Construcția de automobile este o subramură care capătă în Bulgaria un mare avînt. Dezvoltarea acestei ramuri se realizează prin colaborare și pe baza unei largi cooperări cu Uniunea Sovietică și Cehoslovacia. Bulgaria va fabrica subansamblele și piesele pentru a se crea posibilitatea asamblării autoturismelor și camioanelor. În felul acesta, țara noastră va satisface în întregime cerințele în domeniul acestor tipuri de mijloace de transport, pe lîngă crearea posibilităților de a se exporta asemenea produse. O atenție deosebită se acordă dezvoltării construcției de tractoare și mașini agricole. Aceasta se va realiza în colaborare și cooperare cu Uniunea Sovietică, prevă-

zîndu-se fabricarea unui întreg sistem de mașini pentru mecanizarea completă și automatizarea parțială a unui mare număr de lucrări agricole.

Nu au fost uitate nici necesitățile de uz casnic ale populației. Pentru a satisface cerințele pieței interne cu produse de uz casnic, cu scopul de a acoperi necesarul solicitat de popor, este prevăzut asimilarea unui șir de produse noi, eficiente, frumoase, practice, din această categorie; pentru multe dintre ele este prevăzută automatizarea funcțiilor cu ajutorul programării. Asemenea aparate cuprind aproape întreaga existență a omului, familiei și gospodăriei: mașini automate de spălat, boilere cu încălzire rapidă, mașini cu comandă-program pentru fierberea și prepararea alimentelor, aparate casnice, utilaje pentru bucătărie etc.

Această tendință de a îmbunătăți substanțial nomenclatorul de produse și structura lui se face simțită cu aceeași intensitate cu care se dezvoltă celelalte subramuri ale construcțiilor de mașini din Bulgaria, iar realizarea ei nu este împiedicată de nimic.

Dobîndirea acestor ritmuri rapide de dezvoltare, precum și marile realizări ale construcțiilor de mașini, se vor obține pe două căi: în primul rînd pe baza lărgirii continue a bazei tehnico-materiale și creării unor noi capacități de producție, precum și prin reconstrucția totală și modernizarea întreprinderilor existente și, în al doilea rînd, prin creșterea productivității muncii, ca urmare a perfecționării organizării producției, tehnologiei și tehnicii existente.

O mare parte a investițiilor va fi dirijată spre modernizarea în viitor și spre reconstrucția radicală a întreprinderilor existente. Studiind în profunzime, cu atenție, problema creșterii capacităților de producție, am ajuns la concluzia certă că modernizarea radicală a întreprinderii actuale este o cale mai eficientă, mai economică și mai rațională decît cea a construcției unor întreprinderi noi, pentru atingerea scopului propus. Modernizarea conduce la folosirea investițiilor într-un spirit mult mai economic, la o productivitate mult mai mare decît cea obținută pe aceeași suprafață de producție într-o întreprindere nouă. Iată pentru ce, din investițiile prevăzute pentru anul 1973, se alocă, în medie, 33% pentru modernizarea capacităților existente. În unele unități GHO acest procent este mult mai mare: în GHO „Balkancar" — 70%, în GHO „Korable stroenie" 64%, în GHO „Elektronnîe elementî" 56%, iar în GHO „Izot" 50%. Rezultatele modernizării unora dintre aceste întreprinderi sînt mult mai bune decît cele scontate.

Așa cum s-a mai spus, o mare parte a creșterii producției se va realiza pe seama creșterii productivității muncii. Pentru anul 1973, de pildă, este prevăzută o creștere a productivității muncii cu 64%. Rezultatele dobîndite în primii 2 ani ai celui de-al 6-lea cincinal (1971—1972) ne dau convingerea că obiectivele propuse vor fi realizate. Prin elaborarea și introducerea unor noi tehnologii avansate, prin perfecționarea organizării muncii și utilizarea celor mai moderne tehnici, creșterea prevăzută a productivității muncii a fost depășită. Astfel, de exemplu, productivitatea medie anuală a muncii în al 6-lea cincinal este de 11,5%: în 1972 s-au obținut 12%, iar în 1973, anul de vîrf al cincinalului, este prevăzută o creștere de 14%. Se preconizează ca, în final, sarcina propusă să fie îndeplinită cu succes.

Noile obiective, precum și tehnica nouă a întreprinderilor noastre constructoare de mașini, impun și o calificare superioară a cadrelor de conducere și de execuție. Avînd în vedere faptul că, încă de la înființarea construcțiilor de mașini din Bulgaria, s-au creat bazele unui sistem unitar de pregătire multilaterală a cadrelor de conducere și a celor de execuție, paralel cu dezvoltarea ramurii se perfecționează în permanență și acest sistem. Evidențiind rolul deosebit al cadrelor în construcțiile de mașini moderne, conducerea de partid și de stat acordă o atenție tot mai mare creării unei baze materiale corespunzătoare și a unor condiții superioare pentru perfecționarea continuă a calificării cadrelor vechi și pentru crearea unor cadre superioare de tip nou pentru construcția de mașini. În instituțiile de învățămînt superior studiază mii de tineri, viitori ingineri, pentru toate domeniile de specialitate din construcțiile de mașini; într-un institut special se realizează ridicarea sistematică a calificării cadrelor inginerești, iar în TNIRD, concomitent cu sarcinile de producție, se realizează o largă însușire și răspîndire a teoriei și practicii construcțiilor de mașini. Avînd în vedere importanța cadrelor de execuție pentru nivelul și calitatea construcțiilor de mașini, precum și pentru obținerea productivității scontate a muncii, Ministerul Construcțiilor de Mașini a organizat o largă rețea de școli profesionale, în care mii de tineri, constructori de mașini, învață metodele moderne în specialitățile respective. Astfel, numai în anul 1973, vor ieși din aceste școli peste 10 000 de tineri și tinere pregătiți direct pentru producție. Zeci de școli tehnice, profilate pe anumite specialități din construcțiile de *mașini, scot anual mii de tineri tehnicieni care sînt capabili nu numai să lucreze în producție ca persoane cu o înaltă calificare, ci și să conducă cu succes sectoarele corespunzătoare ale producției. Pentru accelerarea ritmului de pregătire a cadrelor în toate specialitățile a fost elaborat un vast program de pregătire multilaterală a acestora în centrele de pregătire de pe lîngă GHO.*

În construcțiile de mașini din țara noastră se realizează specializarea la nivelul actual și concentrarea producției, fapt pentru care o serie de întreprinderi producătoare ale unor produse dintr-un nomenclator foarte restrîns, dar corespunzător seriilor mari, sînt profilate pe o serie de specialități înguste.

Totuși, nu ne oprim aici cu realizările. Una dintre sarcinile principale ale actualului cincinal este reorganizarea pe viitor a ramurii prin perfecționarea intensă a specializării și concentrării producției. Paralel cu specializarea are loc și o vastă cooperare între întreprinderi. În prezent, multe întreprinderi constructoare de mașini execută aproape numai montajul, iar o mare parte din subansamble și detalii se obțin în alte întreprinderi cu specializare îngustă.

Este evident că toate succesele obținute pînă în prezent, precum și cele viitoare, din domeniul construcțiilor de mașini bulgare sînt rezultatul politicii realiste a Partidului Comunist Bulgar și a Comitetului său Central, că ele sînt fructul liniei concrete indicate de cel de-al X-lea Congres și de programul partidului. De aceea, constructorii de mașini din Bulgaria vor depune toate eforturile, toată energia, întreaga capacitate creatoare și experiență pentru traducerea cît mai repede în practică a hotărîrilor partidului de a dezvolta rapid construcțiile de mașini și întreaga economie națională, pentru construirea bazelor socialismului la noi și pentru ridicarea bunăstării poporului.

◆

CZ 621:658.588.7: 65.016.4

Aprecierea economică a centralizării interuzinale şi specializarea reparaţiilor în construcţia de maşini

Dimitar STOIANOV, dr. în ştiinţe economice

Dezvoltarea contemporană a producţiei industriale, saturarea neîntreruptă a întreprinderilor cu tehnica şi tehnologia cea mai nouă, mecanizarea complexă şi automatizarea proceselor de producţie cer ca perfecţionarea organizării produselor secundare să fie îndeplinită pe o bază ştiinţifică.

Direcţia principală a perfecţionării organizării muncii la reparaţiile capitale şi la adoptarea mijloacelor de modernizare a maşinilor este centralizarea interuzinală şi specializarea nodurilor de producţie care exercită această activitate. Aici este necesar să fie determinată structura optimală a bazei centralizate, adică în mod motivat să fie aleasă nomenclatura subdiviziunilor ei, să fie determinat numărul lor precum şi funcţiunile lor, şi să se stabilească efectul economic al centralizării.

La noi sînt deja create premise pentru o nouă organizare a deservirii producţiei de bază cu o centralizare maximală a proceselor auxiliare la scara de uzine, uniuni şi ramură. Proiectarea şi construcţia noilor întreprinderi industriale trebuie să fie îndeplinite avînd în vedere centralizarea produselor auxiliare. Aceasta ne dă posibilitatea să micşorăm cheltuielile pentru proiectare şi construcţie.

Mari posibilităţi pentru centralizarea şi specializarea produselor auxiliare există în uzine, deoarece dezvoltarea subdiviziunilor auxiliare în ele rămîne în urmă faţă de necesităţile lor şi măreşte considerabil costul producţiei.

Scopul de bază al perfecţionării producţiei auxiliare în condiţiile contemporane se reduce la posibilitatea de a ajunge, cu cheltuieli minimale de muncă socială, la o deservire înbunătăţită a producţiei principale pe contul centralizării şi specializării.

La organizarea producţiei de reparaţii în industrie este necesar să fie luate în considerare compoziţia, structura, complexitatea şi dezvoltarea parcului de maşini producătoare la întreprinderi, cantitatea globală a maşinilor de producţie, aparţinerea lor de ramură, particularităţile organizării, tehnica şi tehnologia producţiei la întreprinderi din diferite ramuri, importanţa lor pentru asigurarea unei ritmicităţi şi a unei continuităţi suficiente a proceselor de producţie, precum şi rolul reparaţiei la îmbunătăţirea indicilor calitativi şi cantitativi ai întreprinderilor şi ai economiei ramurii luate în întregime.

Organizarea unor uzine, baze (ateliere) de reparaţie generală a maşinilor de producţie, centralizate şi specializate, pe lîngă uniunile diferitelor ramuri, trebuie să rezolve problemele de modernizare a maşinilor existente, a agregatelor şi a aparatelor pentru producţia pieselor de rezervă şi a nodurilor, precum şi problemele îmbunătăţirii calităţii lor.

Cantitatea de muncă pentru o unitate complexă de reparaţii ale maşinilor de producţie după elemente (producţia pieselor de rezervă, demontarea şi montarea nodurilor, demontarea şi montarea generală) şi în întregime în atelierul-bază central, specializat în reparaţii, trebuie întotdeauna să fie mai mică (sau egală) în comparaţie cu cantitatea de muncă absorbită pentru o unitate complexă de reparaţii la o reparaţie independentă în fiecare întreprindere separată.

Întreprinderile industriale moderne, în timp de 24 de ore, produc mari cantităţi de producţie scumpă şi deficitară, care se înmulţeşte în continuu. Chiar golurile de producţie de scurtă durată a maşinilor, cauzate de atelierele mecanice de reparaţii, aduc nu numai mari pierderi directe, dar şi dezechilibrează munca normală în ramurile dependente, consumatoare, ale economiei naţionale.

De aceea la evaluarea economică a uneia sau altei forme de organizaţie a reparaţiei maşinilor, un mare rol joacă durata operaţiilor de reparaţie. Scurtarea golurilor de producţie al maşinii în timpul reparaţiei lor reprezintă una din rezervele pentru mărirea producţiei. De aceea, la evaluarea economică a introducerii organizării centralizate a reparaţiilor în atelierul-baza specializat, este necesar să avem în vedere pierderile pe care le au întreprinderile la executarea reparaţiei cu forţe proprii.

Deci la rezolvarea problemei este necesar să fie făcute unele cercetări şi calcule, pentru diferite cazuri concrete, şi să se stabilească eficienţa economică a efectuării reparaţiei într-un atelier-bază specializat.

La analiza economică a îndeplinirii unei reparaţii generale a maşinilor de producţie într-un atelier specializat, rezultatul final se poate exprima cu ajutorul inegalităţii următoare:

$$C_{cv} < C_i, \tag{1}$$

unde C_{cv} este valoarea reparaţiei pentru o unitate condiţională de reparaţie într-un atelier centralizat, specializat, în reparaţia maşinilor;

C_i — valoarea reparaţiei pentru o unitate condiţională de reparaţie în întreprindere cu forţe proprii.

Inegalitatea arată că valoarea reparaţiei centralizate a maşinilor într-un atelier specializat, dată faţă de o unitate complexă de reparaţii, trebuie să fie mai mică decît valoarea reparaţiei pentru o unitate complexă de reparaţii ale maşinilor într-o întreprindere separată. Partea din stînga a acestei inegalităţi (C_{cv}) poate fi prezentată ca o sumă a factorilor următori :

a) preţul de cost al reparaţiei pentru o unitate condiţională de reparaţie a maşinilor, îndeplinită într-un atelier specializat (C_1) ;

b) preţul de cost pentru transportul agregatelor, aparatelor şi nodurilor lor, reparate într-un atelier specializat (C_2) ;

c) preţul de cost al demontării şi montării maşinilor (C_3)* ;

d) mărimea pierderilor, legate cu micşorarea golului de producţie a maşinilor în timpul reparaţiei lor în atelierul specializat, în comparaţie cu pierderile în timpul reparaţiei maşinilor în întreprinderea însăşi (C_4).

În acest mod expresia (1) poate fi prezentată în felul următor :

$$C_1 + C_2 + C_3 - C_4 < C_i , \qquad (2)$$

unde $C_1 = C_{lac} + C_{mec} + C_{mat} + C_{ua}$;

$$C_2 = 2\,glC_{tr} ;$$

$$C_3 = g(C_d + C_m) ;$$

$$C_4 = Q(T_2 - T_1)\,K_{am} .$$

Înlocuind valorile C_1, C_2, C_3 şi C_4 din partea stîngă a inegalităţii (2), vom căpăta expresia următoare :

$$C_{lac} + C_{mec} + C_{mat} + A + 2gl\,C_{tr} + g(C_d + C_m) - Q(T_2 - T_1)\,K_{am} < C_i , \qquad (3)$$

unde :

C_{lac} este valoarea lucrărilor de lăcătuşerie în timpul reparaţiei unei unităţi condiţionale de reparat ;

C_{mec} — valoarea prelucrării mecanice a detaliilor şi nodurilor în timpul reparaţiei unei unităţi condiţionale de reparat ;

C_{mat} — valoarea materialelor necesare pentru executarea reparaţiei unei unităţi condiţionale de reparat ;

C_{ua} — cheltuieli de uzină şi atelier, raportate la o unitate condiţională de reparat ;

g — greutatea maşinilor (în kilograme), raportată la o unitate complexă de reparaţie ;

l — distanţa între întreprinderea şi atelierul specializat, km ;

C_{tr} — valoarea transportului pentru 1 t de maşini, la o distanţă de 1 km, cu un fel anumit de transport ;

2 — coeficient, care ia în considerare drumul parcurs de către mijlocul de transport în ambele direcţii ;

C_d — valoarea demontării pentru 1 t de maşină ;

C_m — valoarea montării pentru 1 t de maşină ;

Q — valoarea producţiei, produsă de maşini după reparaţia şi modernizarea lor (dacă în timpul reparaţiei a fost făcută modernizarea) în cursul unui schimb, raportată la o unitate complexă de reparaţie ;

K_{am} — coeficient de amovibilitate ;

T_1 — numărul zilelor în timpul cărora a fost făcută reparaţia şi maşinile nu lucrează în atelierul specializat, luînd în considerare timpul necesar pentru transport, demontare şi montare ;

T_2 — numărul zilelor în timpul cărora se execută reparaţia maşinilor şi ele nu lucrează în atelierul de reparaţii şi în serviciile de reparaţii ale întreprinderii şi atelierele ei de bază.

În inegalitatea (3) avem factori cu acţiune permanentă, care depind numai de nivelul tehnologiei şi organizaţiei repartiţiei şi de maşinile în atelierul-bază specializat, precum şi factori cu acţiune nepermanentă (factori variabili), care depind de distanţa între întreprinderi şi atelierul specializat sau uzină, precum şi de nivelul organizaţiei reparaţiei maşinilor în întreprinderi.

La determinarea efectului economic al centralizării reparaţiilor maşinilor în atelierul-bază centralizat sau în uzină, elementele C_{lac}, C_{mec}, C_{mat} şi C_{ua} sînt valori permanente, iar celelalte valori se schimbă în fiecare caz separat după condiţiile concrete la reparaţia maşinilor de producţie într-o întreprindere dată, precum şi după situaţia întreprinderilor faţă de atelierul-bază specializat.

Variantele tipice posibile de corelaţie a valorilor variabile în expresia (3) sînt următoarele :

Varianta I. Suma cheltuielilor de transport şi a cheltuielilor pentru demontarea şi montarea maşinilor este egală cu mărimea pierderilor, legate cu golul de producţie a maşinilor în timpul reparaţiei la întreprinderi industriale diferite, adică :

$$2\,glC_{tr} + g(C_d + C_m) = Q(T_2 - T_1)\cdot K_{am} . \quad (4)$$

În cazul acesta, efectul economic al centralizării reparaţiilor într-un atelier-bază specializat, raportat la o unitate complexă de reparaţie, va depinde exclusiv de nivelul tehnologiei şi organizaţiei reparaţiei în atelierul specializat :

$$C_{lac} + C_{mec} + C_{mat} + C_{ua} < C_i . \qquad (5)$$

---

* În cazurile cînd agregatele şi aparatele se demontează, indiferent de faptul unde se va îndeplini reparaţia generală, trebuie luată numai diferenţa preţului de cost al acestor operaţii (care depind foarte mult de cine le va îndeplini — atelierul specializat sau întreprinderea însăşi).

Varianta a II-a. Suma cheltuielilor de transport şi a cheltuielilor pentru demontarea şi montarea maşinilor este mai mică decît suma pierderilor, legate cu golul de producţie a maşinilor în timpul reparaţiei lor în întreprindere, adică:

$$2\,glC_{tr} + g(C_d + C_m) < Q(T_2 - T_1)\cdot K_{am}. \quad (6)$$

In aceste condiţii este necesar ca:

$$C_{lac} + C_{mec} + C_{mat} + C_{u.a} - C' < C_i, \quad (7)$$

unde C' este diferenţa între pierderi, legate cu golul de producţie al maşinilor în timpul reparaţiei lor în întreprindere, şi suma cheltuielilor pentru transport şi cheltuielile pentru demontarea şi montarea agregatelor, aparatelor şi maşinilor:

$$C' = Q(T_2 - T_1)\cdot K_{am} - [2gl\,C_{tr} + g\,(C_d + C_m)]. \quad (8)$$

Atunci expresia (7) va deveni:

$$C - C' < C_i. \quad (9)$$

În acest caz, efectul economic va influenţa mărimea pierderilor, legate cu golul de producţie în timpul reparaţiei maşinilor în întreprindere. Cu cît nivelul tehnologiei şi al organizaţiei reparaţiei în întreprinderile separate de construcţii de maşini este mai scăzut, cu atît mai mare este valoarea C. Cu cît este mai mare valoarea C, cu atît mai mică este valoarea relativă a unităţii complexe de reparaţie şi cu atît mai înalt este efectul centralizării reparaţiilor maşinilor de producţie în atelierul-bază specializat pentru întreprinderile ramurii.

Varianta a III-a. Suma cheltuielilor pentru transport şi a cheltuielilor pentru demontarea şi montarea agregatelor şi aparatelor este mai mare decît pierderile, legate cu golul de producţie în timpul reparaţiei lor la întreprindere, adică:

$$2\,glC_{tr} + g\,(C_d + C_m) > Q(T_2 - T_1)\cdot K_{am} \quad (10)$$

Atunci:

$$C_{lac} + C_{mec} + C_{mat} + C_{u\cdot a} + C'' < C_i, \quad (11)$$

unde C'' este diferenţa între suma cheltuielilor de transport şi cheltuielile pentru demontarea şi montarea agregatelor, aparatelor şi maşinilor, şi suma pierderilor, legate cu golul de producţie a maşinilor în timpul reparaţiei lor în întreprinderile din ramură, adică:

$$C'' = [2glC_{tr} + g(C_d + C_m)] - Q(T_2 - T_1)\cdot K_{am}. \quad (12)$$

Atunci criteriul pentru eficienţa economică a centralizării reparaţiei generale a agregatelor, aparatelor şi a maşinilor într-un atelier-bază specializat (11) va avea aspectul următor:

$$C_1 + C'' < C_i.$$

În cazul dat, efectul economic al centralizării reparaţiei maşinilor în atelierul specializat, raportat la o unitate complexă de reparaţie, va fi cel mai mic dintre toate variantele examinate. Aici valoarea C'' va depinde în mare măsură de distanţa pînă la atelierul specializat şi de complexitatea demontării şi montării maşinilor în întreprinderile separate.

În acest mod, la determinarea mărimii efectului economic al centralizării reparaţiei maşinilor în atelierul-bază specializat, a doua variantă este întotdeauna cea mai convenabilă, deoarece la această variantă efectul economic atinge valoarea maximă.

Determinarea efectului economic al centralizării reparaţiilor agregatelor, aparatelor şi maşinilor într-un atelier specializat dă posibilitatea:

1. Să se compare nivelul tehnologiei şi organizaţiei reparaţiei atins la întreprinderile separate şi la atelierul-bază specializat sau la întreprinderea specializată în reparaţie.
2. Să fie determinată greutatea maximă a maşinilor care trebuie să fie transportate pînă la baza de reparaţie specializată, avînd în vedere diferitele feluri de transport.
3. Să fie determinată raza maximă de deservire din partea atelierului specializat (sau întreprindere) a întreprinderilor diferitelor subramuri ale industriei.
4. Să se facă o comparaţie a pierderilor, legate cu micşorarea golului de producţie a maşinilor tehnologice în timpul reparaţiei lor în atelierul specializat şi în diferitele întreprinderi industriale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Smirniţkii, E. K., R. Z. Akberdin.* Povişenie efectivnosti remontnovo predpriatia. M., Maşinostroenie, 1970.

[2] *Konson, A. C.* Economica remonta maşin. M., Maşinostroenie, 1970.

[3] *Iakobson, M. O.* Planovo-predupreditelnii remont v maşinostroenii. M., Maşinostroenie, 1969.

[4] Economica i organizaţia remonta oborudovania v SŞA. M. Progress, 1969.

CZ 621.924-53

Rectificare fără centre utilizînd sisteme de reglaj adaptabile

Prof. ing. P. PATARINSKI, docent cand. şt. tehn. Şt. PASOV – Sofia

La o mare precizie a pieselor din construcţia de maşini şi maşini-unelte se ajunge folosind diferite metode de elaborare, între care un loc important îl ocupă rectificarea fără centre. Maşinile de rectificat fără centre au o largă folosire în cazul producţiei de serie mare şi de masă. Tipizarea raţională şi gruparea pieselor precum şi organizarea producţiei respective, creează condiţii pentru o folosire a rectificării fără centre şi în condiţiile producţiei de serie sau chiar de mică serie.

În prezentul articol sînt analizate rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale, obţinute la rectificarea fără centre a pieselor, folosind sistemele de reglaj adaptabile ale deformaţiilor elastice, ale sistemului tehnologic, efectuate de către autori.

1. *Determinarea adîncimii de aşchiere reale la rectificarea fără centre.*

La rectificarea fără centre a pieselor, din cauza deformaţiilor elastice ale sistemului tehnologic, uzurii discurilor, deformaţiilor termice, neexactităţii lanţului cinematic, precum şi ai altor factori, adîncimea reală de aşchiere t_r este totdeauna diferită de adîncimea nominală t_n.

Pentru a cerceta diferenţa dintre t_r şi t_n, au fost rectificate piese de oţel 45 necălit, cu $d = 20$ mm şi $L = 100$ mm, la următorul regim : $S = 3{,}3$ mm/rot ; $V_p = 25$ m/min ; $V_{rec} = 34$ m/s. Discul de rectificare folosit a fost EH25C1K6. La fiecare probă adîncimea nominală de aşchiere era dată după discul gradat al maşinii, iar după rectificare, diametrele pieselor erau măsurate şi se calcula adîncimea reală de aşchiere. Din rezultatele obţinute s-a stabilit că la un moment dat în timpul rectificării, diferenţa dintre t_n şi t_r poate fi luată, cu o primă aproximaţie, egală cu deformaţiile elastice Y ale sistemului tehnologic.

Pentru ca această deducere să fie confirmată au fost înfăptuite experinţele următoare : mai întîi după discul gradat era dată o adîncime nominală de aşchiere determinată. După aceea piesele se rectificau la cîteva treceri fără avans transversal suplimentar. În figura 1 sînt arătate grafic rezultatele obţinute la adîncimea nominală diferită. Din rezultatele obţinute se vede, că la fiecare trecere, succesiv se scoate un anumit adaos, neglijînd lipsa avansului radial. Abia după trecerea 9 şi 11, cînd deformaţiile elastice au devenit neglijabil de mici, adîncimea reală de aşchiere devine egală cu cea nominală. Deci, la un moment dat la rectificare, adîncimea reală de aşchiere se poate determina cu relaţia

$$t_r = t_n - Y \tag{1}$$

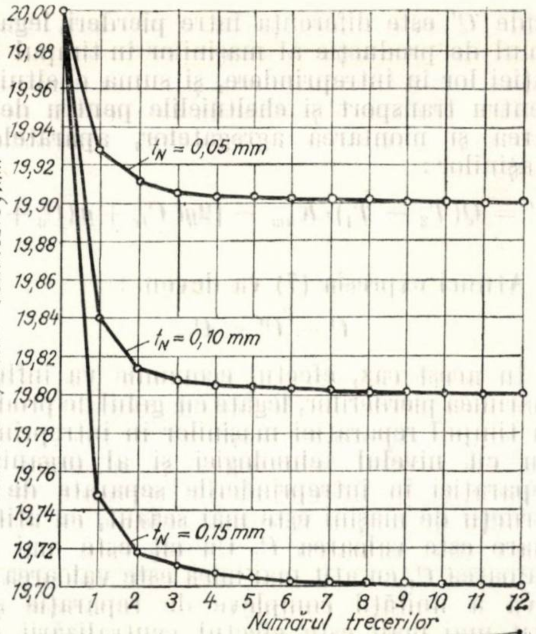


Fig. 1

Din determinările făcute, precum şi din egalitatea (1) se observă că, pentru a fi precizată adîncimea reală de aşchiere t_r este necesar să fie determinată mărimea efectivă a deformaţiilor Y. Dacă maşina de rectificat fără centre are o stabilitate determinată, deformaţiile elastice Y depind de forţele de aşchiere în timpul rectificării.

2. *Determinarea forţelor de aşchiere în timpul rectificării fără centre*

Din literatura de specialitate rezultă că o mare parte dintre autori propun formule pentru determinarea numai a componentei tangenţiale F_z a forţei de aşchiere. Celelalte forţe F_y şi F_x sînt exprimate prin forţe F_z. Afară de aceasta, în nici una dintre relaţiile pentru determinarea forţelor de aşchiere nu se are în vedere influenţa capacităţii de aşchiere a discului de rectificat, care se schimbă continuu, funcţie de timpul de rectificare după îndreptarea lui.

În literatură [3] se propun dependenţe experimentale pentru determinarea directă a forţelor tangenţiale şi radiale de aşchiere la rectificarea fără centre, care au în vedere şi modificarea capacităţii de aşchiere a discului de rectificat.

Cercetările au fost efectuate cu maşina de rectificat fără centre MIKROSA 20×120, discul de rectificat avînd caracteristica EH25C1K6, iar cel conducător – EH25CT3B5. Au fost rectificate piese de oţel 45, necălit şi călit, cu $d = 5 \div 20$ mm. Rectificarea s-a făcut în regimul următor:

$t = 0{,}01 \div 0{,}15$ mm; $S = 0{,}9 \div 5{,}5$ mm/rot; $V_g = 5 \div 25$ m/min; $V_{rec} = 10 \div 33$ m/S. Lăţimea discului de rectificat era modificată de la $H = 30 \div 90$ mm. Forţele de aşchiere F_y şi F_z au fost măsurate în timpul rectificării cu ajutorul unor traductoare tensiometrice inductive fără contact IWB102 şi al unei instalaţii de amplificare UMI31.

Pentru determinarea capacităţii de aşchiere a discului de rectificat funcţie de timpul de lucru după îndreptarea lui, au fost rectificate piese cu acelaşi diametru la o viteză de aşchiere constantă şi aceeaşi grosime a discului de rectificat. Ceilalţi parametri ai regimului de aşchiere erau schimbaţi în limitele arătate mai sus.

În figura 2 este dată modificarea componentei radiale a forţei de aşchiere F_y în dependenţă cu timpul de lucru a discului de rectificat, după îndreptarea lui la o adîncime de aşchiere diferită şi o viteză de periferică a piesei diferită.

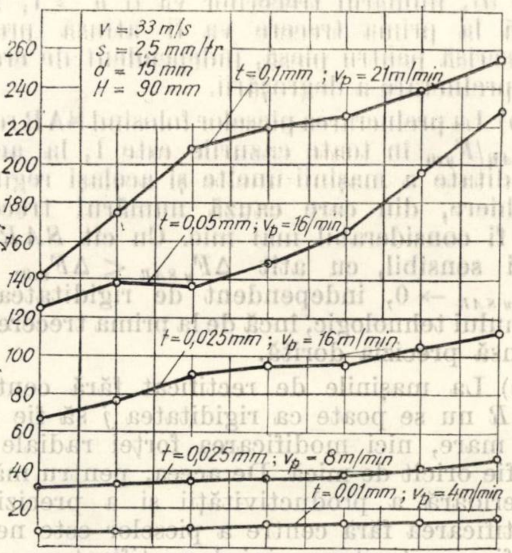


Fig. 2

Din graficul dat în figura 2 se vede că forţa F_y depinde foarte mult de starea discului de rectificat. După ce discul a lucrat fără oprire timp de 30 de minute, forţa F_y a crescut în medie de 1,85 ori în comparaţie cu cea realizată în timpul rectificării după îndreptarea directă a discului. Dependenţe analoge au fost obţinute şi pentru forţe F_z. Deci, pentru ca dependenţele pentru determinarea forţelor F_y şi F_z să fie deduse, este necesar să fie introdus un parametru suplimentar, care se ia în considerare modificarea capacităţii de aşchiere a discului de rectificat în dependenţa cu timpul de lucru după îndreptarea lui. Ca un astfel de parametru se propun coeficienţii:

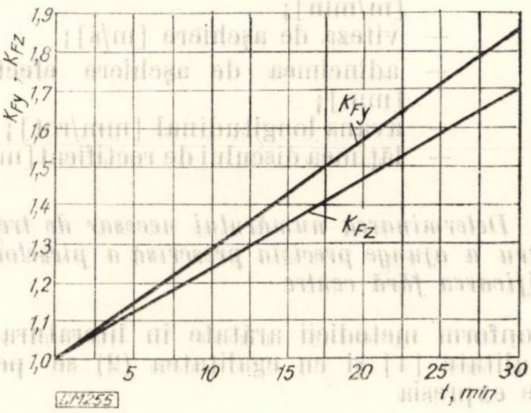


Fig. 3

$$K_{Fy} = \frac{F_{yt}}{F_{y0}}; \quad K_{Fz} = \frac{F_{zt}}{F_{z0}}, \tag{1}$$

unde:

F_{yt} este componentă radială efectivă a forţei de aşchiere, care se capătă într-un moment dat t, cînd discul a lucrat după îndreptarea lui;

F_{zt} – componenta tangenţială a forţei de aşchiere;

F_{y0} – componenta radială iniţială a forţei de aşchiere, care se obţine în timpul rectificării, imediat după îndreptarea discului;

F_{z0} – componenta tangenţială a forţei de aşchiere.

După un mare număr de cercetări experimentale s-a stabilit că, coeficienţii K_{Fy} şi K_{v_z} depind foarte puţin de regimul de aşchiere în timpul rectificării.

În figura 3 este arătată modificarea coeficienţilor K_{Fy} şi K_{Fz} funcţie de timpul de lucru al discului de rectificat T.

După transcrierea matematică a rezultatelor dobîndite, au fost deduse următoarele formule pentru determinarea forţelor F_y şi F_z:

$$F_y = C_{Fy} K_{Fy} \frac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} t^{0,85} S^{0,89} d^{0,41} H, \ [\mathrm{N}] \tag{2}$$

$$F_z = C_{Fz} K_{Fz} \frac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} t^{0,80} S^{0,86} d^{0,37} H, \ [\mathrm{N}] \tag{3}$$

unde :

C_{Fy}, C_{Fz} sînt coeficienţii care depind de proprietăţile mecanice ale materialului pieselor ;

V_p — viteza tangenţială a piesei [m/min] ;

V_r — viteza de aşchiere [m/s] ;

t — adîncimea de aşchiere efectivă [mm] ;

S — avans longitudinal [mm/rot] ;

H — lăţimea discului de rectificat [mm].

3. *Determinarea numărului necesar de treceri pentru a ajunge precizia prescrisă a pieselor la rectificarea fără centre*

Conform metodicii arătate în literatura de pecialitate [4] şi cu egalitatea (2) se poate scrie expresia

$$K = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{eb}} = \frac{C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0,41}\, H}{j + C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0,41}\, H}, \qquad (4)$$

unde :

K este coeficientul de precizie ;

ε_p — abaterea prescrisă pe desenul de execuţie a piesei [mm] ;

ε_{eb} — abaterea de execuţie a semifabricatului (a degroşării) [mm]

j — rigiditatea sistemului tehnologic [N/mm].

Luînd în considerare faptul că la rectificarea pieselor la n treceri coeficientul de precizie este $K_0 = K_1$, $K_2 \ldots K_n$, se poate deduce expresia

$$n = \frac{\lg \varepsilon_{pn} - \lg \varepsilon_{eb}}{\lg \left(\dfrac{C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0,41}\, H}{j + C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0,41}\, H} \right)} \qquad (5)$$

La o anumită eroare a eboşei ε_{eb}, după egalitatea (5) se poate determina, pe cale teoretică, numărul necesar de treceri n ca să fie aflată eroarea piesei ε_p, prescrisă pe desen.

Egalitatea (5) poate fi folosită în cazurile cînd rectificarea se îndeplineşte după metodele clasice. Ca să fie numărul necesar de treceri determinat la rectificarea fără centre, utilizînd sistemul automat de reglaj, se poate introduce noţiunea : coeficient de precizare la rectificarea cu *SAR*

$$K_{SAR} = K_{r0} \frac{\Delta F_{ySAR}}{\Delta F_{yr0}} \qquad (6)$$

unde :

K_{r0} este coeficientul de precizie după metoda clasică de rectificare (rectificare obişnuită) ;

ΔF_{yr0} — modificarea componentei radiale a forţei de aşchiere, folosind metoda clasică de rectificare ;

$\Delta F_{y\,SAR}$ — idem la rectificarea cu *SAR*

Conform cu metodica indicată mai sus şi cu egalitatea (6) se poate deduce egalitatea (7) de la care se determină numărul necesar de treceri n ca să fie găsită precizia prescrisă, pentru piesa în lucru cu ajutorul SAR :

$$n = \frac{\lg \varepsilon_{pn} - \lg \varepsilon_{eb}}{\lg \left(\dfrac{C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0,41}\, H}{j + C_{Fy}\, K_{Fy} \dfrac{v_p^{0,73}}{v_r^{0,81}} S^{0,89}\, d^{0.41}\, H} \cdot \dfrac{\Delta F_{y\,SAR}}{\Delta F_{yr0}} \right)}. \qquad (7)$$

După analiza egalităţii (5) şi (7) se pot trage următoarele concluzii :

a) Atît folosirea metodei clasice de rectificare fără centre a pieselor, cît şi la elaborarea lor cu ajutorul *SAR*, numărul trecerilor necesare pentru s atinge precizia prescrisă este cu atît mai mic, deci productivitatea muncii este cu atît mai mare, cu cît rigiditatea sistemului tehnologic este mai mare. În cazul că rigiditatea $j \to \infty$, numărul trecerilor va fi $n \to 1$, adică încă la prima trecere va fi atinsă precizia prescrisă pentru piesă, independent de eroarea de prelucrare a degroşării.

b) La prelucrarea pieselor folosind SAR relaţia F_{ySAR}/F_{yr0} în toate cazurile este 1, la aceeaşi rigiditate a maşinii-unelte şi acelaşi regim de aşchiere, din care cauză numărul trecerilor va fi considerabil mai mic. Cu cît *SAR* este mai sensibil, cu atît $\Delta F_{y\,SAR} < \Delta F_{yr0}$. Cînd $\Delta F_{y\,SAR} \to 0$, independent de rigiditatea sistemului tehnologic, încă de la prima trecere va fi atinsă precizia dorită.

c) La maşinile de rectificat fără centre şi *SAR* nu se poate ca rigiditatea j să fie oricît de mare, nici modificarea forţei radiale ΔF_y să fie oricît de mică. De aceea, pentru mărirea ulterioară a productivităţii şi a preciziei la rectificarea fără centre a pieselor este necesar să fie construite maşini de rectificat cu o rigiditate suficient de mare şi ele să fie dotate cu sisteme automate de reglaj al influenţei deformaţiilor elastice.

4. *Sistemul automat de reglaj al forţei radiale la rectificarea fără centre cu avans longitudinal*

În laboratorul de tehnologia construcţiilor de maşini-unelte, de pe lîngă Institutul superior de electrotehnică şi mecanică „Lenin" din Sofia, a fost elaborat şi încercat un sistem automat de reglaj al forţei radiale la rectificarea fără centre cu avans longitudinal.

În figura 4 este dată schema structurală a sistemului automat de reglaj, care acţionează în felul următor [2]: traductorul inductiv

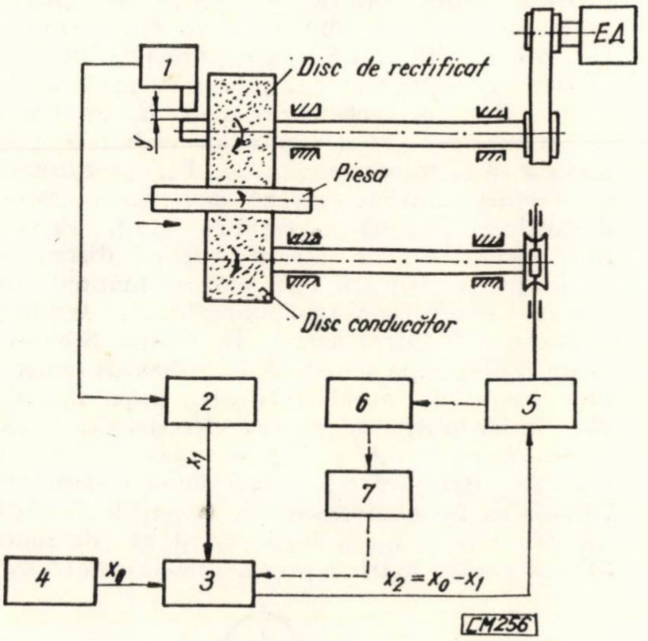


Fig. 4

fără contact *1* determină în timpul rectificării deformaţiile Y ale axului discului de rectificat. Valoarea măsurată Y, transformată în semnal electric, se transmite redresorului sensibil de fază *2*, unde se amplifică, se redresează şi intră cu mărimea X_1, în dispozitivul de comparare *3*. Cu ajutorul dispozitivului *4* se transmite semnalul electric X_0, care corespunde regimului dorit de rectificare. Dispozitivul *3* compară semnalul electric primit X_1 şi produce un semnal de neconcordanţă $X_2 = X_0 - X_1$, care se transmite motorului electric de curent continuu *5*. În consecinţă, apare o modificare a turaţiei motorului electric şi deci a turaţiei discului conducător n_c. Modificarea lui n_c duce la schimbarea vitezei tangenţiale a piesei V_p, deci a forţei radiale F_y (vezi egalitatea (2)). Această modificare va continua pînă cînd semnalul de neconcordanţă va deveni egal cu cel predat, adică pînă cînd se va restabili mărimea iniţială a forţei F_y.

Pentru a ameliora calitatea procesului tranzitiv la modificarea vitezei este prevăzută o reacţie negativă de accelerare, care se realizează cu ajutorul tehnogeneratorului *6* şi reperul de diferenţiere *7*.

5. *Cercetarea preciziei şi a productivităţii la rectificarea fără centre cu ajutorul SAR*

În acest scop, după metoda controlului automat al dimensiunilor, au fost strunjite grupe de cîte 100 de semifabricate din material în formă de tije cu $d = 20$ mm şi $L = 100$ mm. După strunjire, piesele se repartizau de mai multe ori, după care se împărţeau în două grupe cu cîte 50 piese în fiecare grupă. În timpul cercetării, prima grupă se rectifică după metoda clasică, iar cealaltă—prin sistemul automat de reglaj.

La rectificarea după metoda clasică, toate regimurile de aşchiere erau alese după normative. La rectificarea cu *SAR*, parametrii regimului de aşchiere se alegeau egali cu cei de la rectificarea după metoda clasică, cu excepţia vitezei periferice a piesei. În acest scop, turaţiile discului conducător se alegeau în aşa fel ca, la rectificarea pieselor din grupa cu cel mai mare avans, viteza periferică a piesei să fie egală cu cea de la metoda clasică de rectificare.

Măsurarea diametrului şi a erorii de formă în secţiunea longitudinală a pieselor rectificate se efectuează în trei secţiuni perpendiculare pe axă şi în fiecare secţiune pe două direcţii perpendiculare. Măsurarea rugozităţii se efectua într-un dispozitiv cu prismă şi un ceas comparator.

Pentru cercetarea productivităţii muncii, cu ajutorul unui cronometru se măsura timpul de maşină T_m la rectificarea obişnuită şi la rectificarea cu *SAR* a diferitelor grupe de piese.

În figura 5 sînt date zonele de împrăştiere a dimensiunilor diametrale la rectificarea obişnuită şi la rectificarea cu *SAR*. Este clar că zona de împrăştiere se micşorează de la 60 μm, la rectificarea obişnuită, la 33 μm, la rectificarea cu *SAR*.

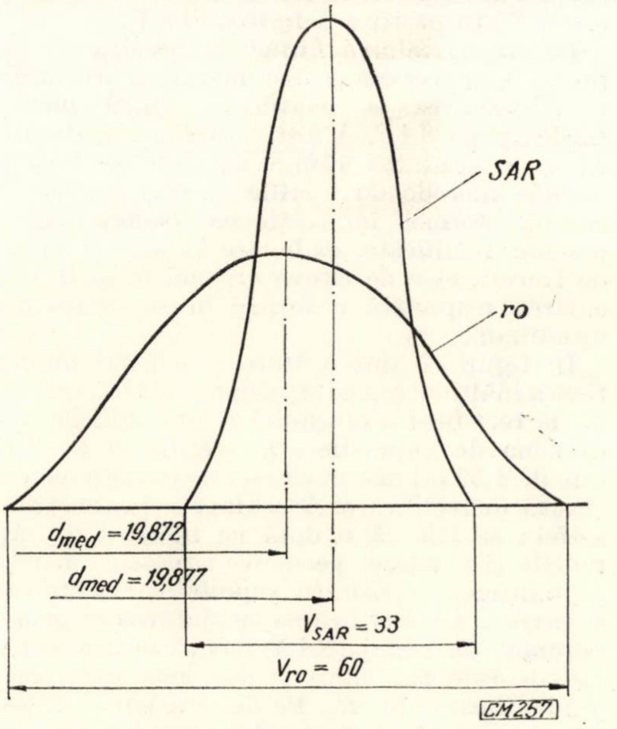


Fig. 5

În figura 6 este arătată modificarea zonelor de împrăştiere a dimensiunilor în dependenţă cu numărul trecerilor la rectificarea obişnuită şi la rectificarea cu *SAR*. Se vede că la aproape aceeaşi eroare a semifabricatelor, zona de împrăştiere a dimensiunilor la rectificarea cu *SAR* a pieselor este 2,14 ; 2,28 ; 1,93 ; 1,80 ; 1,50 ; şi 1,15 de ori mai mică decît zona de împrăştiere la rectificarea obişnuită, respectiv la trecerea 1, 2, 3, 4, 5 şi 6.

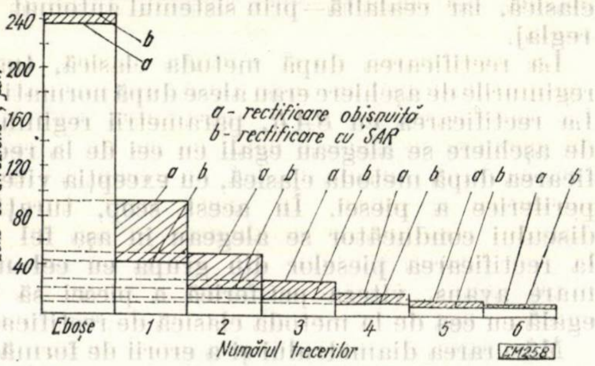


Fig. 6

Din figură reiese că diferenţa între zonele de difuziune a pieselor, rectificate după metoda clasică şi cu *SAR* (suprafaţa cu liniuţe), se micşorează continuu cu mărirea numărului trecerilor. Acest fapt se explică prin influenţa pe care o au deformaţiile elastice; la fiecare trecere, modificarea adîncimii de aşchiere devine tot mai mică şi deci va fi mai mică şi modificarea forţei F_y, respectiv a deformaţiilor Y.

Pentru cercetarea formei la precizie în secţiunea transversală a fost măsurată ovalitatea şi rugozitatea la rectificarea după metoda clasică şi cu *SAR*. A fost stabilit că ovalitatea, cît şi rugozitatea rămîn aproape aceleaşi la ambele metode de rectificare. S-a stabilit că eroarea formei în secţiunea transversală a pieselor rectificate, elaborate la acelaşi număr de treceri, este de cîteva ori mai mică faţă de eroarea respectivă a formei în secţiunea longitudinală.

În figura 7 sînt arătate zonele de împrăştiere a înălţimii rugozităţii, exprimate cu criteriul R_a la rectificarea obişnuită şi cu *SAR*. Se vede că zona de împrăştiere la rectificare cu *SAR* este de 1,52 ori mai mică faţă de cea din metoda clasică de rectificare. Acest fapt se poate explica astfel: se ştie că o dată cu mărirea apăsării radiale şi a vitezei periferice a piesei se măreşte şi înălţimea rugozităţii suprafeţelor rectificate şi invers. La rectificarea cu ajutorul sistemului automat de reglaj (*SAR*) modificarea presiunii radiale este mai mică şi deci mai mică va fi şi modificarea lui R_a. Pe de altă parte, la rectificarea cu SAR a pieselor cu un avans mai mic, viteza periferică a piesei se măreşte, ceea ce duce la mărirea lui R_a, deci la micşorarea zonei de împrăştiere a rugozităţii.

Pentru a compara productivitatea muncii la metoda clasică de rectificare şi la rectificarea cu *SAR* a fost calculat timpul T_c. S-a stabilit că, în dependenţă cu clasa de precizie a pieselor elaborate, *SAR* măreşte productivitatea muncii de la 1,28 pînă la 2,95 ori.

6. *Micşorarea simultană a erorilor sistematice şi accidentale la rectificarea fără centre*

Rezultatele de mai sus arată că *SAR* micşorează numai erorile pricinuite de factori accidentali. După cum se vede din figura 8 [5], zona V_c (figura 8 a) obţinută prin metoda clasică de rectificare s-a micşorat pînă la V'_c (figura 8 a) la rectificarea cu *SAR*. Pentru a creşte ulterior precizia pieselor elaborate este necesar să se micşoreze şi zona V_a, determinată de factori care acţionează sistematic (uzura discurilor, deformaţii termice etc.). Pentru micşorarea erorilor datorite uzurii discurilor în timpul rectificării fără centre, manual sau automat se efectuează un subreglaj al sistemului tehnologic (control activ). În fiecare 8,b este arătată diagrama punctată la utilizarea controlului activ în timpul rectificării după metoda clasică, iar în figura 8,g — la rectificarea cu *SAR*.

Din figurile 8,b şi 8,g se vede că pentru mărirea ulterioară a preciziei pieselor elaborate trebuie să fie compensate deformaţiile termice (pentru a se micşora zona V'_a) şi să fie luate măsuri pentru mărirea precizei micilor deplasări ale suportului împreună cu discul reglabil (pentru a se micşora zona V''_a), precum şi să fie perfecţionată *SAR* cu scopul de a micşora zona V'_c.

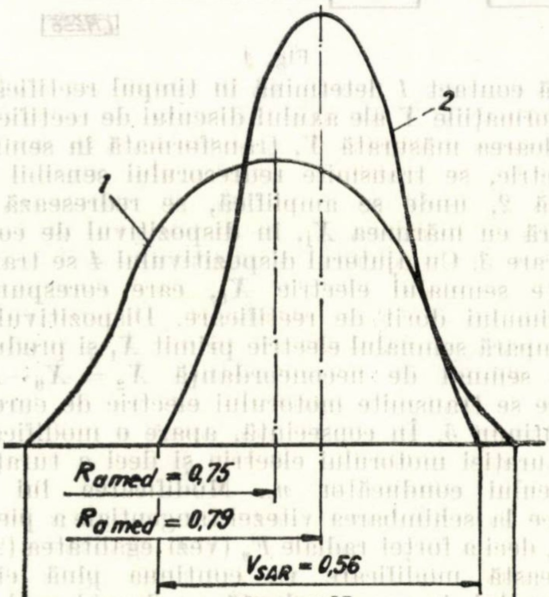


Fig. 7

Pentru a micşora influenţa deformaţiilor termice se recomandă ca punerea la punct a maşinii să se efectueze după ce a fost atins echilibrul termic al subansamblelor ei. Un neajuns al acestei metode este că se pierde mult timp pentru încălzirea preliminară a maşinii.

Pentru a fi mărită precizia micilor deplasări se contruiesc maşini cu ghidaje cu elemente de rostogolire, ghidaje hidrostatice, dar aceasta duce la o complicare importantă a maşinilor de rectificat fără centre.

În literatură [5] se dă o nouă metodă pentru subreglaj automat, după care micile deplasări bidirecţionale ale discurilor se îndeplinesc pe contul reglajului deformaţiilor elastice ale sistemului tehnologic.

În figura 9 este arătată schema structurală a sistemului adaptabil de reglaj, care funcţionează în modul următor: piesele prelucrate 7 se măsoară cu ajutorul traductorului 8, al cărui semnal se transmite amplificatorului 9 de unde intră în blocul de releuri 10. Cînd dimensiunile pieselor încep să iasă în afara limitei de control, intră în funcţiune unul dintre cele două releuri ale blocului de releuri 10, prin care sumatorul reversiv 11 schimbă situaţia sa cu un pas pe una sau altă direcţie. Fiecărei poziţii a înregistratorului îi corespunde o mărime anumită a semnalului electric care intră în dispozitivul traductor 4, iar cel din urmă face o modificare a mărimii forţei F_y, reglată preliminar. Menţinerea unei forţe permanente F_y la rectificare se îndeplineşte după schema dată în figura 4 cu autorul sezizorului 1, amplificatorului 2, dispozitivului de comparare 3, dispozitivului traductor 4, amplificatorului sumplementar 5, motorului electric de curent continuu 6, tahogeneratorului 13 şi reperului diferenţial 14.

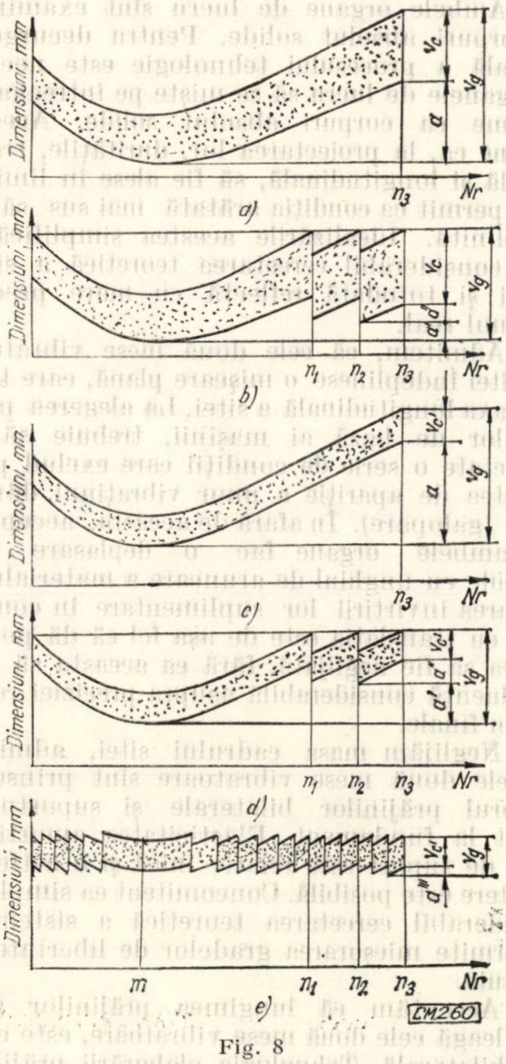


Fig. 8

Sistemul descris mai sus va începe să susţină o forţă permanentă nouă F_y, corectată conform cu dispoziţia sumatorului 11. Acestei forţe îi va corespunde o nouă mărime a deformaţiilor elastice şi discurile se vor apropia sau se vor îndepărta.

Pentru compensarea uzurii mai mari a discurilor, sumatorul 11 predă un impuls suplementar mecanismului 12, care deplasează suportul cu un pas.

În figura 8,d este dată diagrama principială a pieselor la rectificarea cu ajutorul sistemului adaptabil propus. Din figură se vede că zona de împrăştiere a dimensiunilor se micşorează considerabil, ceea ce va duce la mărirea sensibilă a preciziei pieselor rectificate.

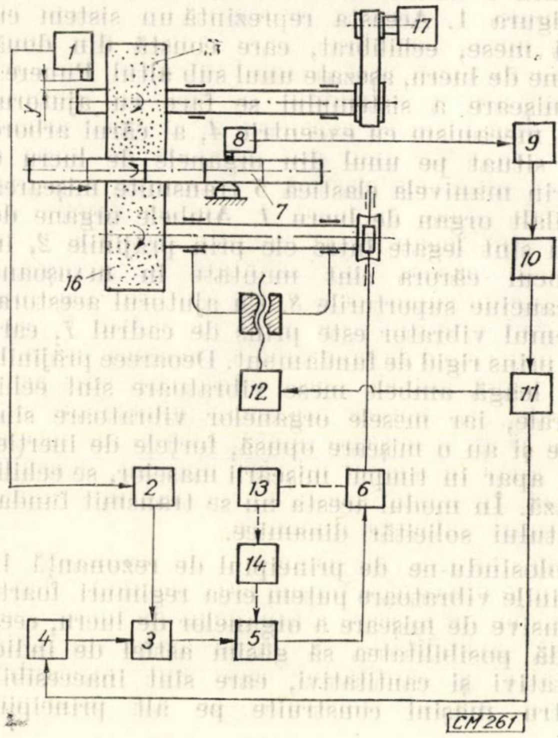


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] Samopodnastroivaiuştiesea stanki. Sub. red. lui B.C. Balakşin. Maşinostroene, M. 1970.

[2] *Patarinski P., St. Paşov*, Metod za bezţentrovo şlifovane. Abt. svid. Nr. 14515/21. VIII. 1969 g.

[3] *Paşov S.K.* Sili na reazane pri bezţentrovo şlifovane. Maşinostroene, 1972, kn. 6

[4] *Paşov S.K* Opredeleane neobhodimia broi prohodi za dostigane na predpisanata tocinost pri mehanicinata obrabotka na detailite, Maşinostroene, 1972, kn. 8

[5] *Paşov S.K., L.R. Karakolov*, Namaleavane na sistematicinite i sluciainite greşki pri bezţentrovo şlifovane a nadlajno podavane. Maşinostroene, 1972, kn. 9.

CZ 621.928.235

Dinamica sitei vibratoare de rezonanță

Prof. dr. ing. Alexi PISAREV – VMEI – "V. I. Lenin"
Ing. Ivan P. HRISTOV–HINKOV, cercetător științific
NIPKITI pentru "Tehnica de construcție"

Mașinile vibratoare de rezonanță găsesc o aplicare din ce în ce mai mare în diferitele domenii ale economiei naționale. Ele sînt utilizate ca vibrobande rulante, site vibratoare (instalații de cernere), tamisori-bande rulante etc. Pînă în momentul de față însă multe probleme ale dinamicii lor încă nu sînt clarificate. Nu există o metodică tehnică bună pentru calcularea lor, reglarea și optimizarea parametrilor lor.

Schema cinematică a sitei vibratoare de rezonanță, după care NIPKITI pentru „Tehnica de construcție", a lansat în producție curentă o familie de site vibratoare, este dată în figura 1. Aceasta reprezintă un sistem cu două mese, echilibrat, care constă din două organe de lucru, așezate unul sub altul. Punerea în mișcare a sistemului se face cu ajutorul unui mecanism cu excentric *4*, al cărui arbore este situat pe unul din organele de lucru *6* și prin manivela elastică *5* transmite mișcarea celuilalt organ de lucru *1*. Ambele organe de lucru sînt legate între ele prin prăjinile *2*, în mijlocul cărora sînt montate în manșoane de cauciuc suporturile *8*. Cu ajutorul acestora, sistemul vibrator este prins de cadrul *7*, care este prins rigid de fundament. Deoarece prăjinile care leagă ambele mese vibratoare sînt echilaterale, iar mesele organelor vibratoare sînt egale și au o mișcare opusă, forțele de inerție, care apar în timpul mișcării maselor, se echilibrează. În modul acesta nu se transmit fundamentului solicitări dinamice.

Folosindu-ne de principiul de rezonanță în mașinile vibratoare putem crea regimuri foarte intensive de mișcare a organelor de lucru, ceea ce dă posibilitatea să găsim astfel de indici calitativi și cantitativi, care sînt inaccesibili pentru mașini construite pe alt principiu.

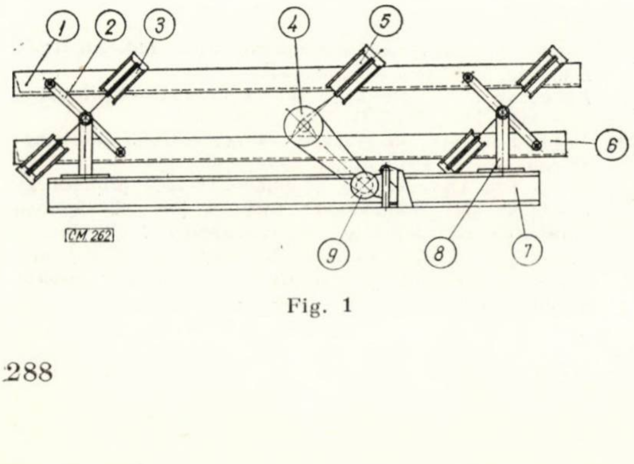


Fig. 1

Cu scopul de a simplifica cercetarea teoretică, sînt acceptate următoarele ipoteze, admisibile din punctul de vedere al preciziei ;

1. Ambele organe de lucru sînt examinate ca corpuri absolut solide. Pentru decurgerea normală a procesului tehnologic este necesar ca organele de lucru să se miște pe întreaga lor lungime ca corpuri absolut solide. Aceasta impune ca, la proiectarea lor, duritățile, transversală și longitudinală, să fie alese în limitele care permit ca condiția arătată mai sus să fie îndeplinită. Idealizările acestea simplifică în mod considerabil cercetarea teoretică a sistemului și totodată reflectă cu mare precizie sistemul real.

2. Admitem, că cele două mese vibratoare ale sitei îndeplinesc o mișcare plană, care trece prin axa longitudinală a sitei. La alegerea parametrilor de bază ai mașinii, trebuie să fie respectate o serie de condiții care exclud posibilitatea de apariție a unor vibrațiuni dăunătoare (galopare). În afară de aceasta, acceptăm că ambele organe fac o deplasare care coincide cu unghiul de aruncare a materialului. Valoarea învîrtirii lor suplimentare în comparație cu translația este de așa fel că dă posibilitatea să fie neglijată, fără ca aceasta să aibă o influență considerabilă asupra preciziei rezultatelor finale.

3. Neglijăm masa cadrului sitei, admițînd că cele două mese vibratoare sînt prinse cu ajutorul prăjinilor bilaterale și suporturilor direct la fundament. Elasticitatea amortizoarelor de suport este relativ mică și o astfel de asmitere este posibilă. Concomitent ea simplifică considerabil cercetarea teoretică a sistemului și permite micșorarea gradelor de libertate ale acestuia.

4. Acceptăm că lungimea prăjinilor sitei, care leagă cele două mese vibratoare, este egală și echilaterală. Tehnologia elaborării prăjinilor garantează precizia necesară și o astfel de ipoteză, cu o exactitate suficientă, arată starea efectivă a sistemului.

5. Neglijăm masa legăturilor elastice. Masa lor relativ mică ne permite să primim această ipoteză fără să ne îndoim de precizie rezultatelor finale.

6. Acceptăm că toate legăturile elastice impuse sistemului de aceeași grupă au caracteristici similare. Într-adevăr tehnologia elaborării tampoanelor de metal și cauciuc nu poate să

garanteze o elaborare a tampoanelor cu o caracteristică absolut egală, însă clasificarea suplimentară a tampoanelor în grupe, cu caracteristici aproximativ egale, ne face să acceptăm această ipoteză.

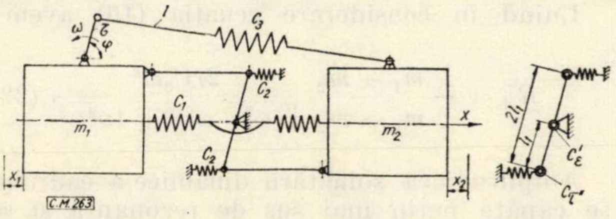


Fig. 2

7. Variaţia sistemului are loc în jurul stării de echilibru stabil, care coincide cu starea de echilibru static al sistemului.

8. Admitem că sistemul are o sursă ideală de punere în mişcare, adică motorul lucrează uniform.

Pe baza schemei cinematice acceptate pentru familia de site vibratoare şi ipotezelor făcute, arătate mai sus, s-a creat modelul dinamic al sitei, dat în figura 2 :

x_1, x_2 — deplasarea celor două site în direcţia axelor longitudinale ale celor patru elemente de lucru elastice ;
m_1, m_2 — masa ambelor site ;
C_1 — constanta elastică sumară a celor patru elemente de lucru elastice ;
C_2 — constanta elastică redusă a celor opt mici şi şase mari tampoane cilindrice ;
C_3 — constanta elastică sumară a celor două manivele de pornire ;
r — excentricitatea arborelui de acţionare ;
l — lungimea echivalentă a prăjinii de acţionare ;
R_1 — forţa sumară la crapodinele sitei superioare ;
R_2 — forţa sumară la crapodinele sitei inferioare ;
R — forţa sumară la crapodinele celor patru suporturi ;
F — forţa sumară a celor două manivele de pornire ;
$\alpha°$ — faza iniţială ;
$\beta°$ — unghiul de aruncare a materialului.

În regim determinat sistemul oscilează în jurul stării de echilibru stabil. La determinarea forţelor disipative, mişcarea maselor sistemului este stabilită de ecuaţiile diferenţiale următoare :

$$m_1\ddot{x}_1 = F - C_1\,(x_1 - x_2) + R_1 - \beta\,(\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \quad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -F + C_1\,(x_1 - x_2) + R_2 + \beta\,(\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \quad (2)$$

Luînd în considerare că condiţia

$$\frac{r}{l} \ll 1. \quad (3)$$

este îndeplinită, putem scrie :

$$F = C_3\,(x_1 - x_2 - r\cos\varphi + r\cos\alpha). \quad (4)$$

Deoarece la montajul prăjinilor de acţionare condiţia

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad (5)$$

este respectată, atunci :

$$F = C_3\,(x_1 - x_2 - r\cos\varphi) \quad (6)$$

Ultima ecuaţie ne dă solicitarea axei celor două prăjini ale sitei.

Prăjinile de suport care leagă ambele site ale vibratorului sînt egale, deci putem scrie :

$$R_1 - R_2 = 2C_2x_1. \quad (7)$$

Avînd în vedere că mişcarea sitei *2* a vibratorului se descrie de ecuaţia :

$$x_2 = -x_1 = x, \quad (8)$$

prin adunare şi scădere a 1 şi 2 avem :

$$(m_1 + m_2)\,\ddot{x} + 4\beta\dot{x} + 4\left(C_1 + \frac{1}{2}\,C_2 + C_3\right)\,x =$$

$$= 2\,C_3r\cos\varphi, \quad (9)$$

$$(m_1 - m_2)\,\ddot{x} = R. \quad (10)$$

Ecuaţia (9) ne dă posibilitatea să studiem legea de mişcare a celor două site ale vibratorului, să determinăm parametrii optimali ai sistemului, luînd în considerare particularităţile tehnologice ale procesului de cernere vibratoare. Ea evaluează influenţa tampoanelor de bază şi a celor de acţionare asupra legei de mişcare, precum şi influenţa tampoanelor circulare elastice.

A doua ecuaţie (10) ne dă posibilitatea să determinăm solicitarea fundamentului de către forţele interne neechilibrate. Aceste eforturi, după cum se vede din ecuaţia (10), sînt proporţionale lui Δm (diferenţa maselor celor două organe de lucru) şi accelerarea $\ddot{x}$. Pentru practica de inginer ecuaţia aceasta are o mare importanţă.

Dacă admitem că o anumită aproximaţie că arborele de acţionare se roteşte uniform ($\omega = \text{const}$), putem scrie :

$$m\ddot{x} + \beta_0\dot{x} + C_0x = \mathrm{H}\cos(\omega t + \gamma), \quad (11)$$

unde :

$m = m_1 + m_2$ – masa sumară vibratoare;

$C_0 = 4\left(C_1 + \frac{1}{2}C_2 + C_3\right)$ – elasticitatea echivalentă;

$\beta_0 = 4\beta$ – coeficient de atenuare plină internă;

$H = 2C_3r$ – amplitudinea forţei perturbatoare;

γ – faza iniţială a forţei.

Ambele site se mişcă după legea

$$x = A \sin(\omega t + \gamma). \tag{12}$$

Amplitudinea şi faza se determină din expresiile :

$$A = \frac{\mathbf{h}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\nu^2\omega^2}}, \tag{13}$$

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2\omega\nu}. \tag{14}$$

Aici am admis :

$$h = \frac{2C_3r}{m_1 + m_2} \tag{15}$$

$$2\nu = \frac{\beta_0}{m_1 + m_2} \tag{16}$$

Valoarea maximă a amplitudinii sitelor la un regim de rezonanţă ($\omega = \omega_0$) o găsim din expresia :

$$A_{\max} = \frac{h}{2\nu\omega_0}. \tag{17}$$

Luînd în consideraţie ecuaţiile (15) şi (16), găsim :

$$A_{\max} = \frac{2C_3r}{\omega_0\beta_0}. \tag{18}$$

Din practică se ştie că :

$$A_{\max} = 1{,}2,\ r \ldots 1{,}3\ r. \tag{19}$$

Modificarea amplitudinii în funcţie de rotaţii (frecvenţă) pentru construcţia realizată (pusă în producţie curentă), este dată în figura 3.

Solicitarea dinamică a cadrului şi a fundamentului, conform cu ecuaţia (10), se determină expresia :

$$R = -(m_1 - m_2)\ \omega^2 A \sin(\omega t - \gamma). \tag{20}$$

Valoarea maximă a acestui efort este :

$$R_A = -(m_1 - m_2)\omega^2 \frac{h}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\nu^2\omega^2}}. \tag{21}$$

Luînd în considerare ecuaţia (15) avem :

$$R_A^{\cdot} = -\frac{m_1 - m_2}{m_1 + m_2}\cdot\frac{2rC_3\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\nu^2\omega^2}}. \tag{22}$$

Amplitudinea solicitării dinamice a cadrului se capătă puţin mai sus de rezonanţă şi se determină din expresia :

$$R_{A\,\max} = (m_1 - m_2)\omega_0^2 A_{\max}. \tag{23}$$

Efortul sumar la cele două manivele, conform cu ecuaţia (6), se determină din expresia :

$$F = C_3[2A \sin(\omega t - \gamma) - r \cos(\omega t - \gamma)]. \tag{24}$$

Însumînd cele două componente armonice, avem :

$$F = F_0 \cos(\omega t - \gamma_0), \tag{25}$$

unde :

$$F_0 = C_3\sqrt{(r + 2A\cos\gamma)^2 + (2A\sin\gamma)^2}, \tag{26}$$

$$\mathrm{tg}\,\gamma_0 = \frac{2A\cos\gamma}{r + 2A\sin\gamma}. \tag{27}$$

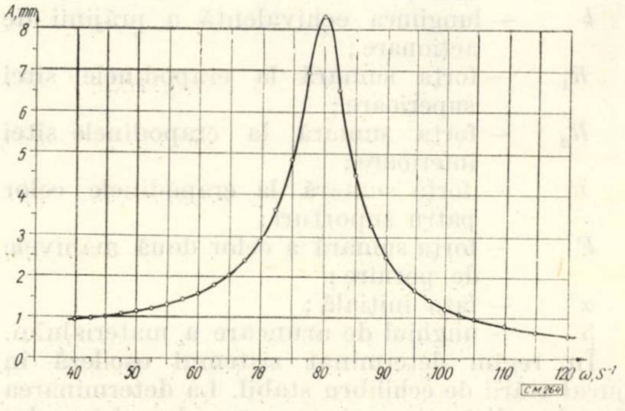


Fig. 3

Luînd în considerare şi (14), pentru determinarea efortului sumar la prăjinile de lucru, căpătăm expresia :

$$F_0 = C_3\sqrt{r^3 + 4A^2\left(1 - r\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{h}\right)}. \tag{28}$$

Modificarea efortului sumar la prăjinile de acționare în funcție de rotații (frecvență) este dată în figura 4.

Din cercetările teoretice făcute asupra sitei vibratoare, tip de rezonanță, se pot trage următoarele concluzii:

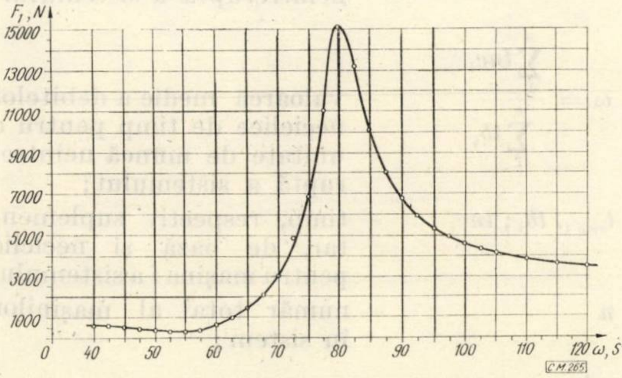


Fig. 4

1. Cu ipotezele făcute, care nu exercită o influență esențială asupra preciziei rezultatelor finale și legătura analitică între deplasarea relativă și absolută a organelor de lucru, sistemul a fost redus pînă la un sistem cu un singur grad de libertate, care în mare măsură a simplificat cercetarea lui teoretică.

2. Expresiile analitice căpătate pentru parametrii dinamici și cinematici de bază ai sistemului sînt relativ simple. Aceasta dă posibilitatea unei operări ușoare, ceea ce este foarte important din punctul de vedere al practicii inginerești.

Cu ajutorul cercetărilor teoretice asupra sitei vibratoare, tip de rezonanță, a fost rezolvată o problemă importantă de teorie: a fost creată o metodică pentru calculul ei și o sinteză optimală a parametrilor ei dinamici și cinematici care ajută în măsură considerabilă punerea în producție regulată a familiei de site vibratoare cu înalți indici tehnico-economici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pisareva, A.* Teoria za trepteniata. Tehnica, 1967.

[2] *Kriukov, B.I.* Dinamica vibraționnîh mașin rezonansnovo tipa. Naukova dumka, 1967.

[3] *Poturaev, V.N.* Vibraționnîi transport iruiuștie mașini. Mașinostroene, 1964.

[4] *Panovko, Ia.G.* Osnovî prikladnoi teorii uprughih kolebanii Mașinostroene, 1967.

[5] Problemî vibraționnoi tehnici. Naokova dumka, 1968.

[6] Vibraționnaia tehnica. Materiali naucion-tehnicescoi conferenții, Moscova, 1966.

CZ 531.8 :621–52

Condiții optimale la alcătuirea sistemelor tehnologice automatizate

Ing. Țvetan MIHAILOV – cercet. șt.
Docent ing. Milko LESIDRENSKI

Linia automată reprezintă un sistem automatizat local ergodic, în care omul îndeplinește funcțiunile unui organ hotărîtor și conducător. Nu sînt rare cazurile cînd subsisteme separate (mașini, instalații), care lucrează satisfăcător singure, devin incapabile cînd sînt unite într-un sistem automatic de producție.

Pentru o desfășurare optimă a procesului de producție, executat într-un sistem automatizat ergodic, este necesar să fie determinate relațiile dintre indicii procesului și parametrii lui, precum și între parametri și condițiile de desfășurare a procesului sub forma unor restricțiuni impuse lor. Sistemul de funcțiuni și restricțiuni, care exprimă relațiile de mai sus, dă modelul matematic al sistemului tehnologic.

La cercetarea soluției optimale, restricțiile sînt date sub forma unor inegalități, iar parametrii — ca valori, care se modifică în limite optimale determinate apriori.

Indicii particulari dau condițiile optimale, care provin din grupele de parametri separați, iar indicii generalizați determină influența mutuală și raporturile reciproce dintre indicii particulari, și reprezintă o condiție pentru trecerea optimală a activității complete a sistemului tehnologic automatizat.

Optimizarea unui sistem tehnologic automatizat se reduce la stabilirea unor valori convenabile a elementelor procesului (timpul operațiilor, numărul operațiilor, structura debitului de timp, regimurile de lucru ale mașinilor și instalațiilor etc.).

Ca indice generalizat al procesului de producție în sistemele automatizate tehnologice de obicei se ia prețul de cost tehnologic, iar ca indici particulari — nivelul productivității muncii, timpul de recuperare a cheltuielilor de bază și suplimentare, pentru alcătuirea sistemului automatizat, modificarea muncii directe, modificarea productivității teoretice și efective a mașinilor și instalațiilor, numărul optimal de subsisteme (mașini, locuri de muncă, mijloace de transport etc.), și altele.

Alegerea sistemului optimal de automatizare se poate face pe baza unei analize comparative a diferitelor variante, dintre care una trebuie să fie primită ca variantă de bază.

Scopul prezentei lucrări este să găsească o relație pentru determinarea numărului optimal de mașini într-un sistem tehnologic automatizat, la care funcția productivității muncii să fie maximă.

La alcătuirea unui sistem tehnologic de flux automat sau semiautomat, productivitatea efectivă a tuturor locurilor de muncă, respectiv a tuturor mașinilor, se egalizează inevitabil. Se presupune că eventualele schimburi ale ciclului operațiunilor separate se îndeplinesc în așa fel încît sincronizarea tehnologică nu se schimbă.

După automatizare, sistemul tehnologic poate avea o legătură rigidă între pozițiile de lucru separate (fără rezerve interoperative) pentru care este necesar un transport automat interoperativ, care să transporte izolat sau pe porțiuni piesele elaborate de la o mașină la alta și o legătură flexibilă (cu rezerve interoperative) la care trebuie să fie prevăzute instalații automate de magazinare sau de aprovizionare cu buncăr.

La sistemul tehnologic cu legătură rigidă, oprirea oricărei mașini va pricinui oprirea lucrului în întregul sistem. La sistemul tehnologic cu legătură flexibilă, oprirea lucrului a oricărei mașini în condiții anumite nu va provoca oprirea celorlalte mașini.

La alcătuirea sistemului tehnologic automatizat, o mare influență asupra efectivității acțiunii sistemului exercită condițiile concrete de producție, definite de către structura timpului de ciclu, felul și starea mașinilor, modificarea muncii directe, cheltuielile suplimentare etc. care sînt grupate în factorii tehnici și organizatorici ai producției.

Modificarea productivității teoretice, în general pentru grupa de mașini din sistem, se determină din [1, 2]

$$\bar{\varphi} = \frac{1 + n\left(\dfrac{\sum\limits_1^n t_{sup\,i} + \sum\limits_1^n tnc_i}{\sum\limits_1^n tb_i}\right)}{1 + n\left(\dfrac{\psi \sum\limits_1^n t_{sup\,i} + n \cdot \xi \sum\limits_1^n tnc_i}{\sum\limits_1^n tb_i}\right)} \qquad (1)$$

unde:

$p = \dfrac{\sum\limits_1^n t_{sup\,i}}{\sum\limits_1^n tb_i}$ — valoarea medie a cantității de muncă suplimentară pentru o unitate de muncă neîntreruptă a sistemului;

$\omega = \dfrac{\sum\limits_1^n tnc_i}{\sum\limits_1^n tb_i}$ — valoarea medie a debitelor neciclice de timp pentru o unitate de muncă neîntreruptă a sistemului;

$t_{sup\,i}$, tb_i; tnc_i — timp, respectiv suplementar, de bază și neciclic pentru mașina i a sistemului

n — număr total al mașinilor în sistem;

$\dfrac{p'}{p} = \psi$ — coeficient mediu, care arată modificarea timpului auxiliar în ciclul unei operațiuni, egal cu raportul valorilor medii ale cantității de muncă auxiliară pentru o unitate de muncă neîntreruptă a sistemului pentru două variante comparabile;

$\dfrac{\omega'}{\omega} = \varsigma$ — coeficient mediu, care arată modificarea debitelor neciclice de timp în ciclul unei operațiuni, egal cu raportul valorilor medii ale debitelor neciclice de timp pentru o unitate de muncă neîntreruptă a sistemului pentru două variante comparabile.

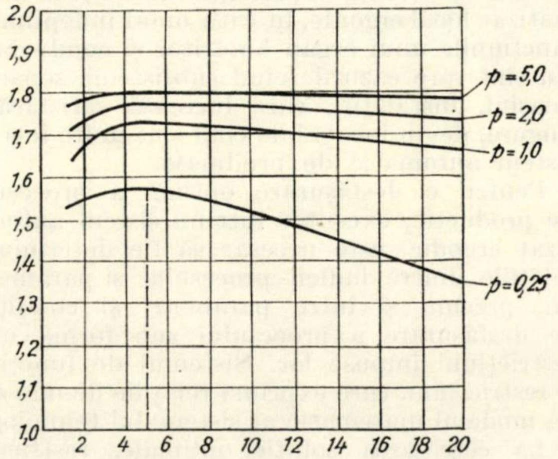


Fig. 1

Modificarea valorii instalaţiilor într-un sistem tehnologic este dată de expresia următoare [2]

$$\overline{\sigma} = 1 + \frac{\sum_{1}^{l} B_j}{\sum_{1}^{n} C_i} \qquad (2)$$

unde:

$\dfrac{\sum_{1}^{l} B_j}{\sum_{1}^{n} C_i}$ — valoarea medie a instalaţiilor suplementare aduse la unitatea de valoare a maşinilor în sistem;

B_j — valoarea instalaţiei suplementare j;

l — numărul total al instalaţiilor suplementare, inclusiv mijloacele de transport interoperativ;

C_i — valoarea instalaţiilor maşinii i în sistem.

Modificarea muncii direct depuse se va determina dintr-o parte de muncă eliberată a operatorilor, care servesc maşinile în varianta de bază şi de numărul necesar de reglări în varianta comparabilă $\left(\dfrac{n}{b}\right)$, unde b este norma de întreţinere a maşinii din partea unui reglor. Dacă se acceptă că munca unui reglor este de 1,5 ori mai mult plătită în comparaţie cu munca unui operator [1], modificarea muncii directe se va determina cu

$$\overline{\varepsilon} = \frac{n}{1{,}5\,\dfrac{n}{b}} = 0{,}67\, b \qquad (3)$$

Aici structura debitului de timp nu se reflectă asupra modificării muncii directe, deoarece timpul eliberat al reglorilor nu poate fi folosit pentru întreţinerea mai multor maşini.

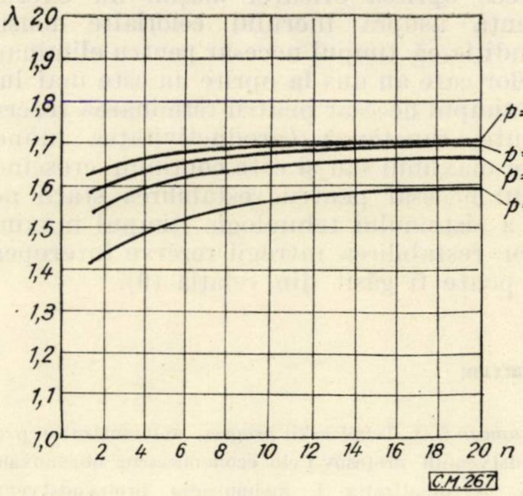


Fig. 2

Caracteristica grupei de maşini în sistemul tehnologic se poate determina de [2]

$$\overline{\mu} = \frac{n\,G}{\sum_{1}^{n} C_i} \qquad (4)$$

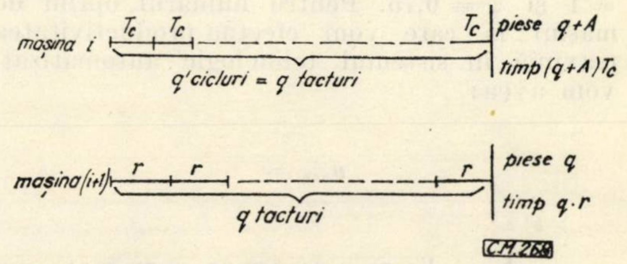


Fig. 3

unde:

$\dfrac{\sum_{1}^{n} C_i}{n}$ — valoarea medie a unei maşini din sistem;

G — durata de serviciu medie de plan a maşinilor pe an;

C_i — valoarea sumară iniţială a maşinii i, inclusiv preţul de desfacere şi reparaţie după plan.

După ce au fost luate în considerare dependenţele (1), (2), (3) şi (4), şi dacă ţinem seamă de faptul că consumul curent de muncă trecută este neglijabil în comparaţie cu consumul de muncă directă, atunci modificarea productivităţii totale a unei grupe de maşini se va determina din expresia [1, 2]

$$\lambda = \overline{\varphi}\, \frac{1 + \overline{\mu}\overline{z}}{\overline{\sigma} + 0{,}67\, b\overline{\mu}\overline{z}} \qquad (5)$$

unde

$\overline{Z}$ este salariul mediu pe an al operatorilor în varianta de bază.

După calcularea diferenţelor şi elaborarea funcţiei λ conform cu parametrul n, putem socoti numărul optimal al maşinilor în sistemul tehnologic automatizat unde vom avea o productivitate maximă

$$n_{onm} = -\frac{1}{p} \pm \frac{1}{p\omega\xi}\sqrt{p\omega\xi\,(p - p\psi + \omega)} \qquad (6)$$

Sens practic are numai rădăcina reală a funcţiei.

Din expresia (6) se vede, că numărul optim de maşini în sistem depinde numai de structura debitului de timp şi nu depinde de calificarea operatorilor, de starea maşinilor şi de cheltuielile suplementare.

În figurile 1 şi 2 este dată dependenţa (6) a sistemului cu legătură rigidă, respectiv flexibilă, cu parametru „p'' şi ω = const.

Exemplu. Luăm timpul suplementar 75% din cel de bază şi cheltuielile neciclice — 1% din cel de bază. După crearea sistemului tehnologic automatizat, timpul suplementar a scăzut 25%, iar cheltuielile ciclice au rămas aceleaşi ca şi înainte. Atunci $p = 0{,}75$, $\omega = 0{,}01$, $\varphi = 1$ şi $\psi = 0{,}75$. Pentru numărul optim de maşini la care vom efectua productivitatea maximă în sistemul tehnologic automatizat, vom avea:

$$n_{onm} =$$

$$= \frac{1}{0{,}75 \cdot 0{,}01 \cdot 1} \sqrt{0{,}75 \cdot 0{,}01 \cdot 1(0{,}75 - 0{,}75 \cdot 0{,}75 + 0{,}01)} -$$

$$- \frac{1}{0{,}75} \approx 4 \text{ maş.}$$

Expresia $n \xi \dfrac{\sum_1^n t_{sup\,i}}{\sum_1^n tb_i}$ în ecuaţia (1) reprezintă ponderea relativă a pauzelor, datorate opririi oricărei maşini din sistemul cu legătură rigidă între maşini. În sistemul cu legătură flexibilă între maşini, în prezenţa rezervelor interoperative, oprirea oricărei maşini nu va provoca oprirea întregului sistem cu condiţia ca pauza maşinilor să nu fie mai lungă decît timpul necesar pentru elaborarea întregii rezerve a poziţiei de lucru ulterioare. Aşa că timpul maxim admisibil pentru pauză a oricărei maşini va fi:

$$t_p^{\max} \leqslant Ar \qquad (7)$$

unde

A — valoarea rezervei interoperativă stabilită;

r — tactul muncii în sistem.

Este clar că rezerva interoperativă maximă va fi determinată de maşina cu cea mai mică siguranţă în lucru şi cu timp maxim de eliminare a refuzului (pentru un interval anumit de lucru a sistemului).

Dacă ciclul operaţiei la care este dat refuzul este mai mic decît tactul de lucru al sistemului tehnologic, rezerva tehnologică distrusă se poate face în timpul lucrului cu condiţia, ca timpul de lucru fără refuz să fie suficient pentru avansarea pieselor la poziţia ulterioară şi completarea rezervei distruse.

Să presupunem că în timpul golului în producţie a maşinii i este prelucrată întreaga rezervă interoperativă a maşinii $i + 1$. Pentru restabilirea rezervei sînt necesari q tacturi pentru maşina i, în care interval trebuie să fie restabilită rezerva şi simultan să fie alimentată maşina ulterioară cu semifabricate.

Condiţia necesară pentru lucrul neîntrerupt a sistemului este:

$$(q + A) \quad Tc \leqslant q.r. \qquad (8)$$

După calcularea inegalităţii (8), putem determina numărul necesar de tacturi pentru restabilirea rezervei:

$$q \leqslant \frac{A}{\dfrac{r}{T_c} - 1}$$

Timpul maxim pentru restabilirea întregii rezerve, după care sistemul va fi pus în condiţii normale de lucru, se poate calcula din:

$$T_b^{\text{maz}} = \frac{A\,T_c r}{r - 1}. \qquad (9)$$

Dacă ciclul operaţiei, care a provocat refuzul este egal cu tactul sau este mai mare decît el, completarea rezervei se poate înfăptui prin completarea rezervei extralineară (din afara liniei).

Concluzii

Din ecuaţia (6) şi figurile 1 şi 2 se vede că dacă sistemul tehnologic este cu legătură rigidă, valoarea timpului suplementar tehnologic este cu legătură rigidă, valoarea timpului suplementar practic dă o mare influenţă asupra numărului optim al maşinilor pentru valori $p \leqslant 2$. Deci pentru $p \geqslant 2$ nu este necesar să căutăm numărul optim al maşinilor în linie.

Dacă sistemul este cu legătură flexibilă, deoarece oprirea oricărei maşini nu exercită influenţă asupra lucrului celorlalte maşini, în condiţii că timpul necesar pentru eliminarea cauzelor care au dus la oprire nu este mai lung decît timpul necesar pentru terminarea rezervei prezente, funcţia λ (productivitatea muncii) nu are maximul său şi este continuu crescîndă. Timpul necesar pentru restabilirea stării normale a sistemului tehnologic (timpul maximal pentru restabilirea întregii rezerve interoperative) poate fi găsit din relaţia (9).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Saumean G.A.* Tehniceskii progres, avtomatizaţia proizvodstvennih proţesov i eio economicescoe obosnovanie. Sb. Avtomatizaţia i mehanizaţia proizvodstvennih proţesov v Maşinostroenii M. 1967

[2] *Mihailov Ţv., Lesidrenski M.* Neakoi izsledovania varhu proizvoditelnostta pri modernizirane na universalnite metalorejeşi maşini. Maşinostroene, 1965, nr. 7

CZ 621.91.025.001.24

Metodologie de calculare analitică a parametrului R_a la prelucrarea prin așchiere cu cuțitul

Docent ing. Doicio DIMITROV – VMEI „V.I. Lenin" – Sofia

Parametrul R_a, numit în BDS 782–62 „abaterea medie aritmetică a neregularităților", reprezintă un criteriu obligatoriu pentru evaluarea rugozității suprafețelor în limita claselor de la $\bigtriangledown 6$ pînă la $\bigtriangledown 12$ inclusiv. Acest parametru poate fi utilizat ca un criteriu pentru evaluarea rugozității suprafețelor în limita de la clasa $\bigtriangledown 1$ pînă la $\bigtriangledown 6$ și de la $\bigtriangledown 12$ pînă la clasa $\bigtriangledown 14$ în loc de parametrul R_z — înălțimea rugozităților, care este obligatoriu pentru aceste clase.

În practică, o mare importanță o are problema calculării preliminare a parametrilor R_a și R_z prin metoda analitică, pornind de la factorii care au influențat asupra lor, în vederea obținerii rugozității dorite după prelucrarea pieselor. Din nefericire, la diferitele feluri de prelucrare prin așchiere acționează diverși factori, din care cauză numai la unele feluri de prelucrare este posibil să fie calculată rugozitatea în timp ce la alte feluri de prelucrare aceasta poate fi determinată prealabil numai pentru orientare, folosind date referitoare la experiență. În literatura tehnică sînt date dependențe analitice pentru calcularea parametrului R_z la prelucrarea prin așchiere cu cuțitul [1], [2]. Pentru determinarea parametrului R_a, autorului nu-i sînt cunoscute astfel de relații. În același timp, dacă există o legătură sigură între parametrii R_a și R_z, ar fi fost posibil după o valoare anumită a lui R_z să fie calculată valoarea lui R_a. Dependența dată în [3] între parametrii arătați e atît de aproximativă încît, așa cum este arătat în [4], ea nu poate fi folosită în practică.

Cu scopul de a răspunde parțial la necesitățile din practică, autorul acestui articol și-a propus să elaboreze o metodologie analitică pentru calcularea prealabilă a parametrului R_a la prelucrarea prin așchiere cu cuțit (strunjire, răzuire, și frezare), pornind de la valoarea calculată a lui R_z, după dependențele date în [1], unde sînt folosiți parametrii geometriei sculei așchietoare (unghiurile φ și φ_1, raza la vîrful r) și avansul S.

Unghiurile α și γ, așa cum este arătat în [1], nu au o influență esențială asupra rugozității din care cauză, în metodologia dată aici ele nu se iau în vedere. Pentru a elimina sau reduce la minimum influența vitezei de așchiere V asupra rugozității, aceasta a fost aleasă astfel încît să fie în limita influenței celei mai mici [5].

Metodologia propusă este elaborată pe baza determinării parametrului R_a ca raport dintre suma suprafețelor situate deasupra și sub linia medie și lungimea de bază l, adică:

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |y|\, dl$$

unde y — este deviația profilului față de linia medie (vezi BDS 782–62).

Deoarece la formarea rugozității transversale prin așchiere cu cuțitul, ținînd seamă de mărimea avansului și geometria cuțitului, iau parte numai muchia așchietoare de trecere, muchia așchietoare de trecere secundară sau toate trei muchiile așchietoare — cea principală de trecere și secundară, iar la raza de rotunjire zero sau foarte mică [6] — muchia principală și secundară, aici sînt examinate patru cazuri în care se va face determinarea analitică a parametrului R_a.

Cazul I

Profilul rugozităților transversale se formează de către muchia așchietoare de trecere cu raza de rotunjire r (secțiunea ACB-fig. 1).

Dacă $\varphi > \varphi_1$ acest caz va avea loc dacă este îndeplinită condiția:

$$S < 2r\cdot\sin\,\varphi_1 \tag{1.1}$$

Înălțimea asperităților R_z, conform cu [1], se determină din egalitatea:

$$R_z = r - 0{,}5\,\sqrt{4r^2 - S^2} \tag{1.2}$$

După transformare, neglijînd R_z^2 [5]

$$R_z \approx \frac{S^2}{8r}$$

Dacă m este linia medie a profilului, suprafața F_1 a segmentului KMC este egală cu suprafața F_2 — dubla suprafață a figurii AKN — atunci abaterea medie aritmetică a neregularităților R_a va fi determinată din egalitatea

$$R_a = \frac{1}{S}(F_1 + F_2) = \frac{2\,F_1}{S} \tag{1.3}$$

Suprafața F_1 (fig. 1) se determină din egalitatea

$$F_1 = \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi^\circ - \sin\psi\right) \tag{1.4}$$

iar unghiul ψ din relația

$$\sin\frac{\psi}{2} = \frac{KG}{r} = \sqrt{1-\left(\frac{r-y_0}{r}\right)^2} \tag{1.5}$$

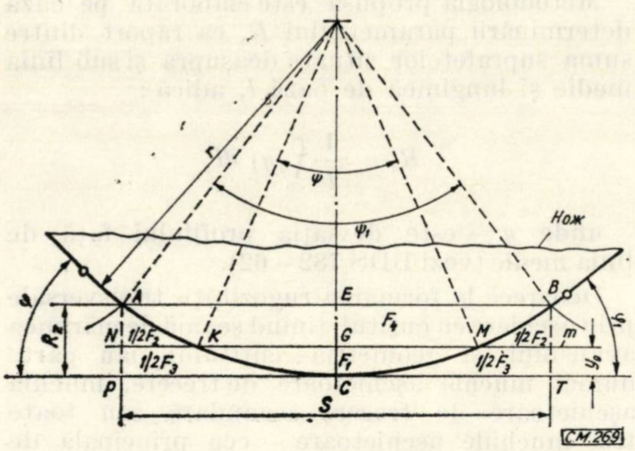


Fig. 1

Ordonata y_0, care determină poziția liniei medii, este calculată din relația

$$y_0 = \frac{F_3}{S}, \tag{1.6}$$

unde F_3 — este suprafața figurii $APCTBCA$

$$F_0 = F_3 = F_4 \tag{1.7}$$

În ultima egalitate F_0 este suprafața dreptunghiului $ABTP$, iar F_4 — suprafața segmentului $AEBCA$. Din figura 1 urmează că:

$$F_0 = R_z\cdot S \tag{1.8}$$

și

$$F_4 = \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi^\circ - \sin\ \psi_1\right) \tag{1.9}$$

Unghiul ψ_1 este determinat din relația

$$\sin\frac{\psi_1}{2} = \frac{S}{2r} \tag{1.10}$$

În final:

$$y_0 = R_z - \frac{r^2}{2S}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi_1^0 - \sin\ \psi_1\right) \tag{1.11}$$

și

$$R_a = \frac{r^2}{S}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi^0 - \sin\psi\right) \tag{1.12}$$

Cazul II

Profilul asperităților transversale sînt formate de muchia așchietoare de trecere și o parte din muchia așchietoare secundară (fig. 2).

În acest caz este bună condiția

$$2r\ \sin\ \varphi_1 < S < r\,[\sin\ \varphi + \sin\ \varphi_1 + \\ + (\cos\ \varphi - \cos\ \varphi)\ \mathrm{ctg}\ \ \varphi_1] \tag{2.1}$$

Înălțimea asperităților R_z, conform cu [1], este:

$$R_2 = r\,(1-\cos\ \varphi_1) + S\cdot\sin\ \varphi_1\cdot\cos\varphi_1 - \\ - \sin\ \varphi_1\sqrt{S\cdot\sin\ \varphi_1\,(2r - S\cdot\sin\ \varphi_1)} \tag{2.2}$$

Parametrul R_a în cazul acesta se găsește ținînd seama de relația dintre ordonata y_0 și segementul $e = KK'$

a) — $y_0 > e$ (cum este dat în fig. 2)

$$R_a = \frac{2}{S}\,(F_2 + F_6 + F_7 + F_8) \tag{2.3}$$

Aici F_2, F_6, F_7, și F_8 sînt, respectiv, suprafețele figurilor EKN, TNM, $MEGK$ și KGP și se determină după cum urmează:

$$F_2 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\ 2\ \varphi_1^0 - \sin\ 2\ \varphi_1\right); \tag{2.4}$$

$$F_4 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\varphi_1^0 - \sin\ \varphi_1\right)\cdot \tag{2.5}$$

Unghiul ψ_1 se determină din relația;

$$\sin\frac{\varphi_1}{2} = \frac{TM}{r} = \sqrt{1-\left(\frac{r-\varphi_0}{r}\right)^2}, \tag{2.6}$$

Ordonata y_0 se determină din relația;

$$y_0 = \frac{F_5}{S}, \tag{2.7}$$

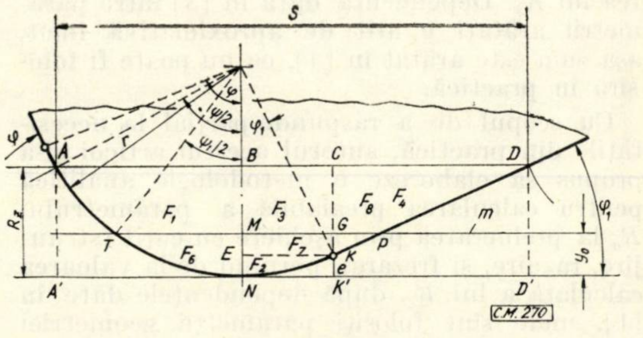


Fig. 2

unde F_5 este suprafața închisă între profilul și linia $A'D'$, adică

$$F_5 = R_z\cdot S - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \tag{2.8}$$

În această egalitate

$$F_1 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi^\circ - \sin\varphi\right) \tag{2.9}$$

---

[1] Mai departe vom folosi pe scurt „abaterea medie aritmetică"

Unghiul ψ se găseşte din egalitatea

$$\sin\frac{\psi}{2} = \frac{AB}{r} = \sqrt{1-\left(\frac{r-R_z}{r}\right)}; \quad (2.10)$$

$$F_3 = BC\cdot BE = r\cdot\sin\varphi_1\,[R_z - r\,(1-\cos\varphi_1)] \quad (2.11)$$

F_4 este suprafaţa Δ — lui CDK

$$F_4 = \frac{1}{2}\,[R_z - r(1-\cos\varphi_1)]\,(S - $$

$$-\sqrt{2r\cdot R_z - R_z^2} - r\cdot\sin\varphi_1) \quad (2.12)$$

Suprafeţele F_7 şi F_8 se determină din egalităţile respective:

$$F_7 = r\sin\varphi_1\,[y_0 - r\,(1-\cos\varphi_1)] \quad (2.13)$$

şi

$$F_8 = \frac{1}{2}\,[y_0 - r\,(1-\cos\varphi_1)]^2\operatorname{ctg}\varphi_1 \quad (2.14)$$

b) $y_0 < e$

R_a se găseşte la fel ca şi în cazul I, adică:

$$R_a = \frac{r^2}{S}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi_1^0 - \sin\psi_1\right) \quad (2.15)$$

iar unghiul ψ_1 se determină din relaţia (2.6)

Cazul III

Profilul asperităţilor transversale este format de muchiile aşchietoare principale, de trecere şi secundară.

În acest caz condiţiile de formare a asperităţilor transversale sînt

$$S > 2\,r\sin\varphi, \quad (3.1)$$

avînd $\varphi = \varphi_1$ şi

$$S > r\,([\sin\varphi + \sin\varphi_1 + (\cos\varphi_1 - \cos\varphi)\operatorname{ctg}\varphi_1] \quad (3.2)$$

avînd $\varphi > \varphi_1$.

Înălţimea asperităţilor R_z conform cu [1] se determină cu relaţia

$$R_z = \frac{\sin\varphi\cdot\sin\varphi_1}{\sin(\varphi+\varphi_1)}\left[S - r\left(\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} + \operatorname{tg}\frac{\varphi_1}{2}\right)\right] \quad (3.3)$$

În practică adeseori se folosesc cuţite cu unghiuri $\varphi = \varphi_1$ şi cu unghiuri $\varphi > \varphi_1$, din care cauză aici este examinată determinarea abaterii mediei aritmetice R_a pentru ambele cazuri:

a) $\varphi = \varphi_1$ (adesea $\varphi = \varphi_1 = 45°$).

Se determină poziţia liniei medie, adică a ordonatei y_0 (fig. 3):

$$y_0 = \frac{2}{S}\,(F_1 + F_2 + F_3), \quad (3.4)$$

unde F_1 este suprafaţa figurii BPE

$$F_1 = r^2\sin\varphi\,(1-\cos\varphi) - \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\varphi^\circ - \sin 2\varphi\right); \quad (3.5)$$

F_2 — este suprafaţa dreptunghiului BPKG, adică:

$$F_2 = r\left(\frac{S}{2} - r\sin\varphi\right)(1-\cos\varphi); \quad (3.6)$$

F_3 — suprafaţa lui ABK, adică:

$$F_3 = \frac{1}{2}\left(\frac{S}{2} - r\sin\varphi\right)[R_2 - r\,(1-\cos\varphi)]. \quad (3.7)$$

Ordonata y_0, după valorile numerice ale lui r şi φ, poate primi diferite valori.

Avînd

$$y_0 = r\,(1-\cos\varphi) \quad (3.8)$$

abaterea medie aritmetică R_a se determină din egalitatea

$$R_a = 4\,\frac{F_3}{S} = \left(1 - \frac{2r}{S}\sin\varphi\right)[R_2 - r\,(1-\cos\varphi)] \quad (3.9)$$

Dacă

$$X_0 < r\,(1-\cos\varphi), \quad (3.10)$$

(fig. 3), abaterea medie aritmetică R_a se poate calcula din egalitatea

$$R_a = 4\,\frac{F_4}{S} = \frac{r^2}{S}\left(\frac{\pi}{180}\cdot\psi^\circ - \sin\varphi\right), \quad (3.11)$$

unde F_4 este suprafaţa semisegmentului $CD'E$ (fig. 3). Unghiul ψ se determină din egalitatea (1.5), în care pentru y_0 se ia valoarea calculată din egalitatea (3.4).

Dacă $Y_0 > r\,(1-\cos\varphi)$, (3.12)

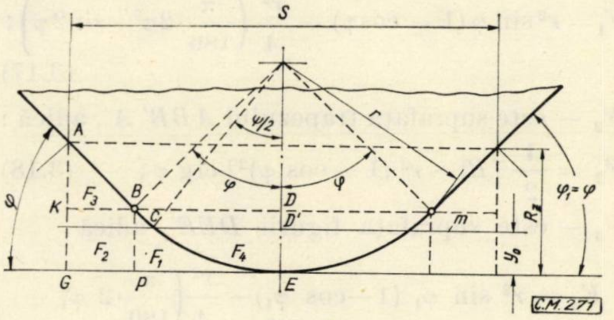


Fig. 3

aşa cum este dat în figura 4, abaterea medie aritmetică R_a se găseşte prin egalitatea

$$R_a = \frac{4}{5}\,(F_5 + F_6), \quad (3.13)$$

unde F_5 — este suprafața semisegmentului *GDE* (fig. 4) adică:

$$F_5 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\ \varphi^\circ - \sin 2\varphi\right); \qquad (3.14)$$

F_6 — este suprafața trapezului *AGDC*, adică

$$F_6 = \frac{r}{2}[2\ \sin\ \varphi + (1 - \cos\ \varphi)\ \mathrm{ctg}\ \varphi]\ [y_0 - - r(1 - \cos\ \varphi)] \qquad (3.15)$$

b) — $\varphi > \varphi_1$

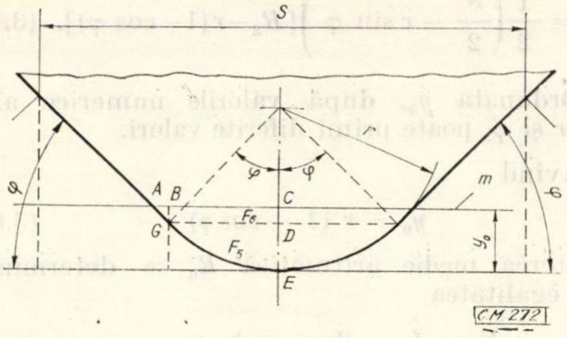


Fig. 4

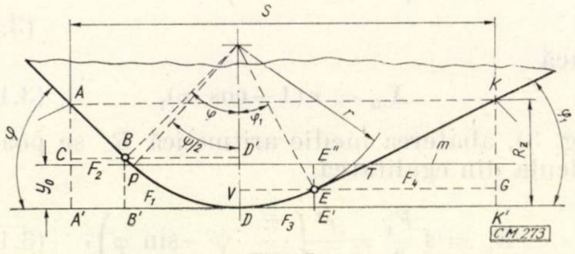


Fig. 5

Ordonata y_0 (fig. 5) se determină din egalitatea

$$y_0 = \frac{1}{S}(F_1 + F_2 + F_3 + F_4), \qquad (3.16)$$

unde F_1 este suprafața figurii *BB'D*, adică

$$F_1 = r^2 \sin\varphi\,(1 - \cos\varphi) - \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\varphi^\circ - \sin 2\varphi\right); \qquad (3.17)$$

F_2 — este suprafața trapezului *ABB' A'*, adică:

$$F_2 = \frac{1}{2}\ [R_z^2 - r^2\,(1 - \cos\ \varphi)^2]\ \mathrm{ctg}\ \varphi; \qquad (3.18)$$

F_3 — este suprafața figurii *DEE'*, adică

$$F_3 = r^2\ \sin\ \varphi_1\ (1 - \cos\ \varphi_1) - \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\ \varphi_1^0 - - \sin\ 2\ \varphi_1\right); \qquad (3.19)$$

F_4 — este suprafața trapezului *EE'K'K*, adică:

$$F_4 = \frac{1}{2}\ [R_z^2 - r^2\ (1 - \cos\ \varphi_1)^2]\mathrm{ctg}\ \varphi_1 \qquad (3.20)$$

În cazul examinat linia medie *m* va ocupa poziția în special deasupra punctului *E* (fig. 5) și cu atît mai mult, cu cît este mai mic unghiul auxiliar φ_1. Situînd linia medie în ambele regiuni, vor fi deduse egalitățile deviației mediei aritmetice R_a:

1) $EE' < Y_0 < BB'$ (fig. 5), adică

$$\tau(1 - \cos\ \varphi_1) < y_0 < \tau(1 - \cos\varphi) \qquad (3.21)$$

Se vede că

$$R_a = \frac{2}{S}(F_5 + F_6 + F_7), \qquad (3.22)$$

unde F_5 este suprafața semisegmentului *PDD'*, adică

$$F_5 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\ \psi^\circ - \sin\ \psi\right). \qquad (3.23)$$

Unghiul ψ se determină din dependența (1.5) înlocuind pe y_0 cu valoarea calculată din egalitatea (3.16).

F_6 — este suprafața segmentului *DEV*, adică:

$$F_6 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\ \varphi_1^0 - \sin\ 2\ \varphi_1\right); \qquad (3.24)$$

F_7 — suprafața trapezului *VETD'*, adică:

$$F_7 = \tau\ \sin\varphi_1\,[y_0 + r(\cos\varphi_1 - 1)] + + \frac{1}{2}[y_0 + \tau(\cos\ \varphi_1 - 1)]^2\ \mathrm{ctg}\varphi_1 \qquad (3.25)$$

2). — $y_0 > \mathrm{BB'}$ (fig. 6), adică:

$$y_0 > \tau(1 - \cos\ \varphi). \qquad (3.26)$$

Abaterea medie aritmetică R_a după cum se vede pe figură, se poate determina din egalitatea

$$R_a = \frac{2}{\mathrm{S}}(F_5 + F_6 + F_7 + F_8), \qquad (3.27)$$

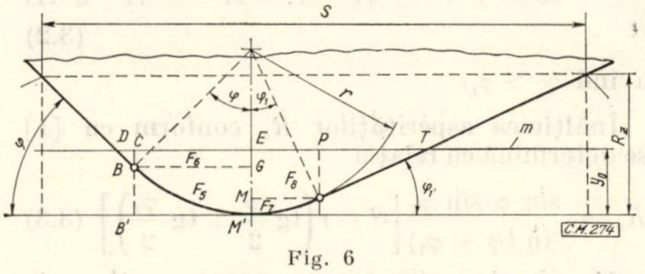


Fig. 6

unde F_5 — este suprafața semisegmentului *BGM'* adică:

$$F_5 = \frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\varphi^\circ - \sin 2\varphi\right); \qquad (3.28)$$

F_6 — este suprafața trapezului *DEGB*, adică

$$F_6 = \frac{1}{2}\{2\,r\sin\varphi + [y_0 - r\,(1 - - \cos\ \varphi)\ \mathrm{ctg}\ \varphi\}[y_0 - \tau(1 - \cos\ \varphi)] \qquad (3.29)$$

F_7 — este suprafaţa segmentului MNM', adică

$$F_7=\frac{r^2}{4}\left(\frac{\pi}{180}\cdot 2\,\varphi_1^0-\sin 2\varphi_1\right); \qquad (3.30)$$

F_8 — este suprafaţa trapezului $EMNT$ şi se determină din egalitatea (3.25).

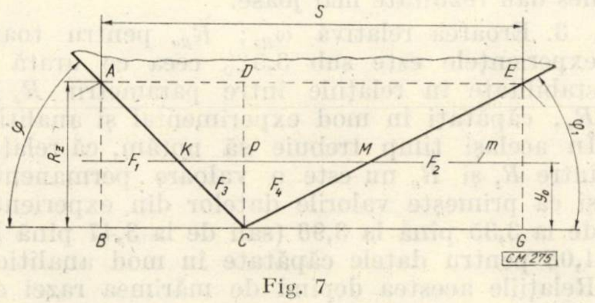


Fig. 7

Cazul IV

Profilul asperităţilor transversale se formează cu ajutorul unui cuţit fără rază de rotunjire la vîrf (fig. 7).

Înălţimea asperităţilor R_z', conform cu formula (3.3.) dacă $r = 0$ va fi

$$R_z=\frac{\operatorname{tg}\varphi\cdot\operatorname{tg}\varphi_1}{\operatorname{tg}\varphi+\operatorname{tg}\varphi_1}\cdot S \qquad (4.1)$$

În acest caz:

$$Y_0=\frac{R_z}{2} \qquad (4.2)$$

care reiese din egalitatea

$$Y_0=\frac{F_1+F_2}{S}=\frac{R_z[BC+(S-BC)]}{2S}=\frac{R_z}{2}.$$

F_1 este suprafaţa Δ — lui ABC, iar F_2 — a Δ — lui CEG.

Abaterea medie aritmetică a profilului R_a se determină egalitatea

$$R_a=2\ (F_3+F_4)\frac{1}{S}, \qquad (4.3)$$

unde F_3 — este suprafaţa Δ — lui KPC, adică

$$F_3=\frac{Y_0}{4}\cdot AD; \qquad (4.4)$$

F_4 — este suprafaţa Δ — lui PCM, adică:

$$F_4=\frac{Y_0}{4}(S-AD) \qquad (4.5)$$

Înlocuind (4.4.) în (4.3.) şi exprimînd y_0 prin (4.2) pentru R_a căpătăm

$$R_a=\frac{1}{4}R_z \qquad (4.6)$$

Metodologia expusă pentru determinarea analitică a abaterii medie aritmetică R_a la strunjire a fost examinată în mod experimental. Tabela 1

Tabela 1

Cazul	Geometria cuţitului			Regim de aşchiere				Condiţii pentru formarea rugozităţii	Date calculate			Date experimentale			Erori relative		
	$\varphi°$	φ_1^0	r mm	V m/min	t mm	S_{nom} mm/rot	S_{activ} mm/rot		R_z µm	R_a µm	$\frac{R_z}{R_a}$	R_z µm	R_a µm	$\frac{R_z}{R_a}$	ω_{R_z}	ω_{R_a}	$\omega_{R_z:R_a}$
I	45	30	1	330	0,1	0,36	0,36	$S = 0,36 < 0,5$, formula (1.1)	16,33	4,2	3,89	16,32	4,154	3,93	−0,06	−1,1	+1
II	45	15	0,3		0,2	0,2	0,2	$0,125 < S = 0,2 < 0,58$, formula (2.1) $Y_0 = 0,0056 < e = 0,01$	16,62	4,32	3,85	16,09	4,27	3,77	−3,19	−1,15	−2
						0,4	0,395	$0,125 < S = 0,4 < 0,58$ formula (2.1) $Y_0 = 0,0197 > e = 0,0102$	51,54	13,99	3,68	49,35	13,62	3,63	−3,94	−2,64	−1,4
III	45	45	0,3		0,15	0,46	0,456	$S = 0,46 > 0,42$, formula (3.1) $Y_0 = 0,0326 < 0,0878$, formula (3.10)	105,7	26,11	4,05	98,5	24,8	3,94	−6,81	−5,25	−2,72
					0,4	0,8	0,79	$S = 0,8 > 0,42$, formula (3.1) $Y_0 = 0,0999 > 0,0878$, formula (3.12)	276	79,59	3,47	265	79,22	3,35	−3,98	−0,46	−3,5
	45	15	0,2		0,1	0,44	0,434	$S = 0,44 > 0,39$, formula (3.2) $0,0068 < Y_0\ \ 0,0286 < 0,05$, formula (3.21)	69,9	19,4	3,6	68	19,2	3,56	−2,72	−1,03	−1,1
					0,2	0,8	0,79	$S = 0,8 > 0,39$, formula (3.2) $Y_0 = 0,06418 > 0,0585$, formula (2.36)	145,98	39,98	3,65	140,76	37,7	3,73	−3,57	−5,7	+2,2
IV	45	15	0		0,1	0,066	0,0655		13,9	3,48	4,0	12,98	3,28	3,96	−6,62	−5,7	−1

conţine date asupra geometriei cuţitelor şi regimului de aşchiere, asupra condiţiilor de formare a asperităţilor transversale, asupra valorilor calculate ale parametrilor R_z şi R_a, după dependenţele analitice date în acest articol, cum şi asupra valorilor acestor parametri obţinute în mod experimental. Sînt date, tot aşa, şi relaţiile dintre parametrii R_z şi R_a, determinate prin valorile lor calculate şi valorile experimentale căpătate pentru ele.

Experimentele au fost efectuate pe strungul C11M cu cuţite armate cu plăcuţe din aliaj dur, marca T15K6, ascuţite în mod respectiv, netezite şi examinate la microscopul universal de tip Zeiss cu dispozitiv de proiecţie. În portcuţit sculele au fost centrate după şablon cu scopul de a asigura unghiurile date φ şi φ_1. Modelele prelucrate erau rondele cu diametrul exterior Ø 70 mm şi înălţimea 30 mm din material — oţel 40 x fixate cu o piuliţă pe un dorn cilindric prins între centre (în pinola mobilă centrul era fix din aliaj dur). Bazarea şi fixarea modelelor permite ca ele să fie prelucrate pe suprafaţa cilindrică exterioară — suprafaţa experimentală, ceea ce a fost confirmat de către profilogramele făcute mai tîrziu.

În scopul evaluării rugozităţii suprafeţei experimentale a modelelor, au fost făcute profilograme cu ajutorul aparatelor TALYSURF 4 şi TALYROND, model 2 (numai pentru modelul cu înălţime calculată a asperităţilor $R_z = 276$) a firmei Taylor-Hobson (Anglia). Profilogramele au fost elaborate după metodologia cunoscută [7]. Pentru o mai mare exactitate la măsurarea deviaţiei profilului la linia de bază, a fost folosit microscopul de tip Zeiss,

Pentru confruntarea datelor analitice şi experimentale pentru R_z şi R_a din tabela 1 sînt calculate erorile relative ωR_z, ω_{Ra} şi ω_{Rz}; R_{Ra}. Analiza acestor abateri arată că:

1. Pentru o mare parte din experienţe erorile relative ω_{Rz} şi ω_{Rz} sînt sub 4%. Excepţie fac experienţele cu avans $s = 0,46$ mm/rot (cazul III) şi $S = 0,066$ mm/rot (cazul IV), unde erorile relative sînt $\omega_{Rz} = 6,81\%$, respectiv $\omega_{Ra} = 5,25\%$ şi $= 6,62\%$, $\omega_{Ra} = 5,7\%$. Aceste erori mai mari se datoresc factorilor care sînt legaţi cu îndeplinirea experienţelor şi în primul rînd cu avansul real mai mic[1]) S_{real} faţă de cel calculat, cu erori la fixarea cuţitului, neexactităţii la formarea muchiei aşchietoare de trecere a sculei, precum şi cu erorile la pregătirea profilogramelor.

2. Toate erorile relative ω_{Rz} şi ω_{Ra} sînt negative, ceea ce este cu totul natural, deoarece determinarea formei asperităţilor în dinamică este însoţită de uzarea muchiilor aşchietoare a sculei şi ca rezultat formarea unor adîncimi mai mici între asperităţi. După cum se vede din tabelă şi luînd în considerare materialul prelucrat, regimul de aşchiere în timpul cercetării a fost foarte sever, însă rezultatele dobîndite sînt mai convingătoare pentru practică. Materialele cel mai des prelucrate sînt diferitele feluri de oţel. Aici, desigur, o influenţă exercită şi greşelile la măsurarea asperităţii, care foarte des dau rezultate mai joase.

3. Eroarea relativă ω_{Rz}; R_{Ra} pentru toate experienţele este sub 3,5% ceea ce arată o stabilitate în relaţiile între parametrii R_z şi R_a, căpătaţi în mod experimental şi analitic. În acelaşi timp trebuie să notăm, că relaţia între R_z şi R_a nu este o valoare permanentă şi ea primeşte valorile datelor din experienţe de la 3,35 pînă la 3,96 (sau de la 3,47 pînă la 4,05 pentru datele căpătate în mod analitic). Relaţiile acestea depind de mărimea razei de rotunjire a muchiei aşchietoare de trecere, precum şi de avans. Pentru a stabili puterea influenţei acestor factori trebuie să fie făcute cercetări speciale.

Rezultatele experienţei confirmă metodologia elaborată pentru elaborarea analitică preliminară a abaterii medii aritmetice R_a.

Concluzii

Metodologia elaborată pentru determinarea analitică preliminară a parametrului R_a la prelucrarea pieselor prin aşchiere cu cuţit ne permite:

1. Să reglăm valoarea numerică a acestui parametru prin schimbarea unor parametri ai geometriei sculei şi avansului cînd valorile asperităţii trebuie făcute neapărat prin parametrul R_z.

2. Să corelăm relaţia între parametrii R_z şi R_a pentru a corespunde cu valorile „Rugozitatea suprafeţelor" confirmate în BDS 782—62.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Isaev, A.I.* Mikrogheometria poverhnosti pri tokarnoi obrabotke, M. 1950.

[2] *Isaev, A.I.* Proţes obrazovania poverhnostnogo sloia pri obrabotke metalov rezaniem, M. Maşghiz, 1950.

[3] *Iakuşev, A.I.* Osnovi vzaimozameniaemosti i tehniceskie izmerenia, M. Maşinostroenie, 1968.

[4] *Dimitrov, D.D.* Otnosno funcţionalnata vrazka mejdu parametrite R_a i R_z v BDS 782—62. S. Izobretatelstvo, standartizaţia i kacestvo, nr. 4, 1970.

[5] *Palarinski, P.D.* Tehnologia na maşinostroeneto, S. Tehnica, 1959.

[6] *Per, A.G.* Almaznaia i tonkaia obrabotka v priborostroenii. M. Oboronghiz, 1963.

[7] *Kartaşev, A.I.* Serehovatost poverhnosti i metodi ee izmerenia. M, Standartghiz, 1964.

---

[1] Pentru determinarea avansului real a fost măsurat pasul S al asperităţilor cu ajutorul unui microscop dublu, tip MIS-11 (U.R.S.S.) ca valoare medie a pasului a 10 asperităţi.

CZ 621.333 :621.335.51

Cercetarea interacţiunii mecanice între portperie, perie şi colector la motoarele electrice de tracţiune cu două rotoare, folosite la electrocare

Dr. Ştefan STOIANOV cercet. şt. şi Encio POPOV cercet. şt.

Motoarele electrice cu doi rotori (cu inductor şi indus rotativi), pentru curent continuu, au mari avantaje faţă de motoarele electrice clasice de curent continuu la folosirea lor ca motoare de tracţiune pentru acţionarea electrocarelor. Principiul de acţionare al motoarelor cu doi rotori ne dă posibilitatea să evităm mecanismul diferenţial mecanic la electrocarele cu două roţi motoare cu acţionare comună. În afară de aceasta, motoarele electrice cu doi rotori sînt cu mult mai uşoare decît cele clasice avînd momente de torsiune egale. La motoarele electrice cu doi rotori portperiile şi periile se învîrtesc împreună cu inductorul rotativ. Aceasta ne impune să rezolvăm o problemă importantă — eliminarea influenţei forţei centrifuge a periilor asupra presiunii lor pe colector, fiind cunoscut că pentru lucrul normal al maşinilor electrice cu colectori este necesar ca această presiune să fie permanentă (în granițe determinate).

Sînt cunoscute construcţii de portperie rotative pentru maşini cu colector frontal, cu care sînt realizate motoare electrice cu doi rotori, de tracţiune, care lucrează în deplină siguranţă în condiţiile de exploatare. Evoluţia acestor motoare cere o cunoaştere mai largă a caracteristicilor diferitelor construcţii ca să fie utilizate, dintre ele, cele care pot asigura cei mai înalţi indici ai motoarelor electrice.

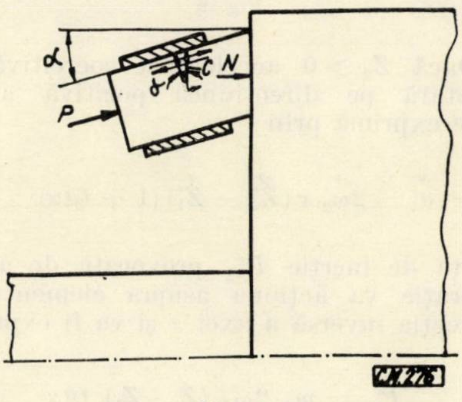


Fig. 1

În figurile 1 şi 2 sînt date schemele de principiu pentru două portperii de colector frontal caracteristic.

La construcţia din figura 1 axele cuibului de portperie *1* şi respectiv a periei *2* sînt înclinate faţă de axa de rotaţie cu unghiul α, care se determină din condiţia :

$$\alpha = \text{arc tg}\ \mu_{12} \qquad (1)$$

unde μ_{12} este coeficientul de frecare între cuib şi perie. Portperia este fixată spre inductor cu ajutorul unei legături rigide.

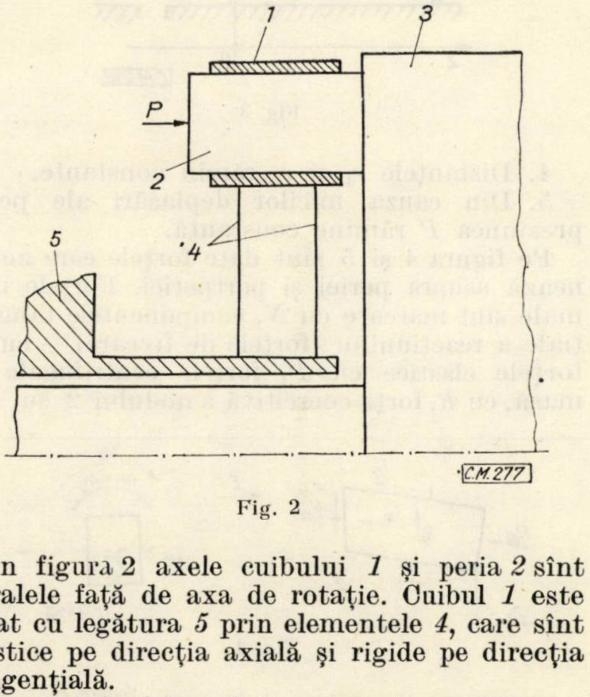


Fig. 2

În figura 2 axele cuibului *1* şi peria *2* sînt paralele faţă de axa de rotaţie. Cuibul *1* este legat cu legătura *5* prin elementele *4*, care sînt elastice pe direcţia axială şi rigide pe direcţia tangenţială.

În ambele feluri de construcţii se obţine o presiune P din partea elementului elastic fixat spre inductor.

În scopul examinării teoretice a presiunii ce apare între perie şi colector la motorul în mişcare, se poate crea un model mecanico-matematic general, a cărui schemă este dată în figura 3.

Sînt utilizate următoarele notaţii :

m_1, m_2 — masa nodurilor 1 şi 2 ;
C_1 — coeficient de elasticitate a legăturii între nodul 1 şi inductor ;
r_1, r_2 — distanţe de la centrele de masă ale nodurilor 1 şi 2 pînă la axa de rotaţie, axa Z.

În timpul cercetărilor au fost admise următoarele ipoteze :

1. Axele de rotaţie a ancorei (colectorul 3) şi a inductorului mobil (portperie 1 şi perie 2) coincid cu axa Z ;

2. Portperia și peria îndeplinesc în cîmpul YOZ numai mișcări de translație.

3. În cîmpul YOZ caracteristicile elementelor elastice sînt lineare cu un coeficient de elasticitate constant c_1.

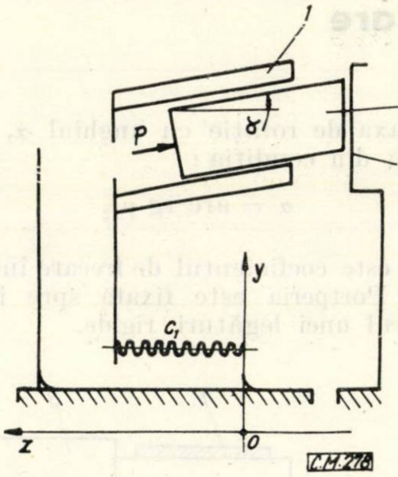

1
2
3
P
α
y
C_1
z
0
C.M.278

Fig. 3

4. Distanțele r_1 și r_2 rămîn constante.

5. Din cauza micilor deplasări ale periei presiunea P rămîne constantă.

Pe figura 4 și 5 sînt date forțele care acționează asupra periei și portperiei. Forțele normale sînt marcate cu N, componentele tangențiale a reacțiunilor (forțele de frecare) — cu T, forțele elastice cu P, forțele centrifugale de masă, cu R, forța coercitivă a nodului 2 cu P^c_{u2}.

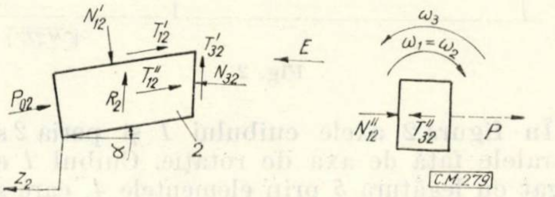

N'_{12}
T'_{12}
T'_{32}
T''_{12}
N_{32}
P_{02}
R_2
α
2
Z_2
E
ω_3
$\omega_1=\omega_2$
N''_{12}
T''_{32}
P
C.M.279

Fig. 4

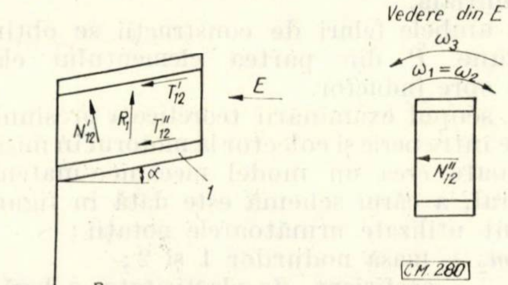

Vedere din E
ω_3
$\omega_1=\omega_2$
T'_{12}
R_1
N'_{12}
T''_{12}
E
α
1
N''_{12}
C.M.280
Z_1
P_{01}
A_{01}

Fig. 5

Indicele inferior arată între care noduri acționează forțele, iar indicele superior arată suprafețele de contact.

Direcțiunile de rotație sînt notate cu ω.

Deplasările axiale paralele față de axa z sînt notate cu Z_1 și Z_2 pentru nodul respectiv.

La numerotarea notărilor și ipotezelor date pînă aici, se pot scrie și următoarele relații între parametrii cinematici, de forță și de masă ai sistemului

$$T''_{12} - - \mu_{12} N'_{12} \operatorname{sign} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{2}$$

$$T''_{12} = - \mu''_{12} N''_{12} \operatorname{sign} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{3}$$

$$T'_{32} = \mu'_{32} N_{32} \operatorname{sign} (\dot{y}_3 - \dot{y}_1) \tag{4}$$

$$T''_{32} = \mu^{32}_{''} N_{32} \tag{5}$$

$$P_{01} = -C_1 Z_1 \tag{6}$$

$$P_{02} = \text{const} \tag{7}$$

$$R_1 = m_1 \omega^2 1 r_1 \tag{8}$$

$$R_2 = m_2 \omega_2^2 r_2 \tag{9}$$

În figura 6 este arătată dispoziția accelerării coercitive a nodului *2*. Viteza nodului *2* față de nodul *1* în cîmpul YOZ se determină prin suma geometrică $(\vec{\dot{z}}_2 - \vec{\dot{z}}_1)$ $(1 + \operatorname{tg}\alpha)$. Nodul *2* face o rotație în jurul axei Z cu viteza unghiulară ω_2. Dacă $Z_2 > 0$ accelerarea coercitivă este îndreptată pe direcțiunea pozitivă a axei x și se exprimă prin

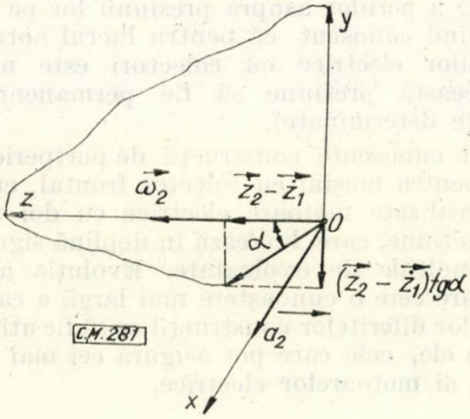

y
z
$\vec{\omega}_2$
$\vec{\dot{z}}_2 - \vec{\dot{z}}_1$
0
α
$(\vec{\dot{z}}_2 - \vec{\dot{z}}_1) tg\alpha$
a_2
x
C.M.281

Fig. 6

$$\vec{a}^c_2 = 2 \vec{\omega}_2\, x\, (\vec{\dot{Z}}'_2 - \vec{\dot{Z}}'_1)\,(1 + \operatorname{tg}\alpha)$$

Forța de inerție P^c_{u2} provocată de această accelerație va acționa asupra elementului *2* pe direcția inversă a axei x și va fi exprimată prin

$$P^c_{u2} = m_2 \cdot 2\omega_2\, (\dot{Z}_2 - Z_1)\, \operatorname{tg}\alpha \tag{10}$$

Din figura 4 se vede că

$$N''_{12} = T''_{32} - P^c_{u2} \tag{11}$$

Din echilibrul dinamic al elementelor *2* și *1* (fig. 4 și 5) folosind relațiile (2) și (11) se pot căpăta următoarele patru ecuații (primele două sînt pentru elementul *2* pe direcția axei *y*, respectiv axei *Z*, iar celelalte două – pentru elementul *1* în aceeași succesiune).

$$P_{02}\sin\alpha - N'_{12}\cos\alpha + [\mu'_{12} N'_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + \mu''_{12} N''_{12}\,\mathrm{sign}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)]\sin\alpha + R_2 + T'_{32} = \mathrm{m}_2(\ddot{Z}_2 - \ddot{Z}_1)\,\mathrm{tg}\,\alpha, \tag{12}$$

$$-P_{02}\cos\alpha - N'_{12}\sin\alpha - [\mu'_{12} N'_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + \mu''_{12} N_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)]\cos\alpha + N_{32} = m_2\ddot{Z}_2 \tag{13}$$

$$R_1 - A_{01} + N'_{12}\cos\alpha - [\mu'_{12} N'_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + \mu''_{12} N''_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)]\sin\alpha = 0 \tag{14}$$

$$[\mu'_{12} N'_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + \mu''_{12} N''_{12}\,\mathrm{sign}\,(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)]\cos\alpha + N_{12}\sin\alpha - P_{01} = \mathrm{m}_1\ddot{Z}_1 \tag{15}$$

Practic, materialele din care se confecționează portperiile și colectorii au aproape aceleași proprietăți de fricțiune. În afară de aceasta, valoarea coeficientului de frecare a periei pe părțile metalice rămîne practic permanentă într-un larg diapazon de variație a presiunii și de aceea se poate admite că

$$\mu'_{12} = \mu''_{12} = \mu''_{32} = \mu \tag{16}$$

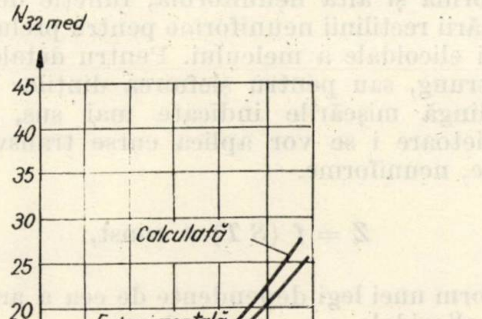


Fig. 7

Deoarece viteza de alunecare a periei pe colector este mult mai mare de $(\ddot{Z}_2 - \ddot{Z}_1)$ tg α (17)

$$T'_{32} \approx 0 \tag{17}$$

În ipoteza că contactul între perie și colector este permanent la un regim dat (turație) într-un interval de timp definit se poate admite că deplasarea periei este o funcție de timp *t* cunoscută. Să acceptăm că această funcție are forma

$$Z_2 = Z_{20}\sin kt \tag{18}$$

și respecti

$$\dot{Z}_2 = Z_{20}\cos kt, \tag{19}$$

$$\ddot{Z}_2 = -Z_{20} k^2 \sin kt \tag{20}$$

unde : $k = i\,(\omega_2 + \omega_3)$

i fiind numărul contactelor de formă sinusoidală cu aceeași amplitudine pe suprafața colectorului. Cel mai des aceste contacte sînt provocate de ,,bătăile'' de la prelucrarea pe mașina-unealtă și atunci $i = 1$.

Sarcina acestei cercetări este să determine valoarea medie N_{32} a presiunii de contact după forța centrifugă a periilor. Această valoare N_{32} stabilește nivelul pierderilor mecanice la frecarea periilor pe colector.

Pentru construcțiile a cărei schemă este dată în figura 1, $Z_1 = 0$. Avînd în vedere ecuațiile (1), (5), (11) și (17), rezolvarea sistemului de ecuații (12), (13) depinde de direcțiile forțelor de frecare.

a) Dacă sign. $\ddot{Z}_2 = 1$

$$N^{*}_{32} \approx \frac{P_{02}}{\cos\alpha} + 2_{\mu} R_2 + m_2\ddot{Z}_2 \tag{21}$$

b) dacă sign $\ddot{Z}_2 = -1$

$$N^{**}_{32} \approx P_{02}\cos\alpha + P^{c}_{u2}\sin\alpha + m_2\ddot{Z}_2 \tag{22}$$

$$N_{32\,med} \approx \frac{1}{2}(N^{*}_{32} + N^{**}_{32}) = \frac{1}{2}\Big(\frac{P_{02}}{\cos\alpha} + P_{02}\cos + 2_{\mu} R_2 + P^{c}_{u2}\sin\alpha + 2_{m}{}^{2}\ddot{Z}_2\Big) \tag{23}$$

Pentru construcțiile a căror schemă este dată în figura 2, $\alpha = 0$, coeficientul de elasticitate $C_1 \neq 0$ iar $Z_1 \neq 0$. Cercetările experimentale au arătat, că dacă $i = 1$ și $Z_{20} < 3.10^{-5}$ m, în gama de lucru a caracteristicilor de viteză la motoarele cu doi rotori (de la 0 pînă la 2000 rot/min) $Z_1 = Z_2$. În condițiile acestea

$$N_{32} = P_{02} + (m_1 + m_2)\ddot{Z}_2 + C_1 Z_1 \tag{24}$$

Este indicat ca la această portperie C_1 să fie măsurat în așa fel ca să răspundă la condiția

$$C_1 < 0{,}05\,\frac{P_{02}}{Z_0} \tag{25}$$

În figura 7 sînt date relațiile calculate și cele determinate în mod experimental ale lui N_{32med} de la n_2 $(n_3 = n_2)$ la următorii parametri concreţi ai periilor şi ai dispozitivului portperie al motoarelor cu doi rotori:

$$m_2 = 32.10^{-3}\,\mathrm{kg};\quad r_2 = 0{,}07\,\mathrm{m};\quad P_{02} = 6\mathrm{N}$$

unde pentru portperia după figura 1 = 0,2 şi $\alpha = 11°30'$, iar pentru portperia din figura 2 $C_1 = 15.10^4\,\frac{N}{m}$; $m_1 = 0{,}4\,m_2$.

Concluzii

1. Rezultatele dobîndite arată că la portperia din figura 1 influenţa forţei centrifuge asupra presiunii de contact este micşorată, însă nu este eliminată, în timp ce la portperia din figura 2 această influenţă practic este eliminată.

2. Pe baza modelului elaborat mecanico-matematic este de folos să fie întreprinsă o cercetare ulterioară a influenţei contactelor locale pe colector asupra presiunii de contact.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kifev, G.K., Popov E.N.*— Avtorsko svidetelstvo „Bezstatoren kolektoren elektrodvigatel s aksialno nakloneni cetki''. Nr. 11349/66.

[2] *Popov, E.N., Diakov, N.G., E.D. Dobrevska, R.K. Apostolov, H.P. Hristov*—Avtorsko svidetelstvo „Bezstatoren kolektoren elektrodvigatel s elasticino okacivane na cetkodarjatelite'' No. 15625/70.

CZ 621.914.28

Procedeu de prelucrare a frezelor-melc cilindrice cu pas variabil şi mecanismul de acţionare a avansului la maşina-unealtă pentru realizarea procedeului

Dr. ing. RADEV V., dr. SOPOLOV N., ing. KOLEV St., ing. KARADIMITROV D. de la VMEI – „V. I. Lenin''–Sofia

Vom arăta producerea frezelor-melc cilindrice cu pas variabil pentru prelucrarea roţilor dinţate conice şi cilindrice cu dinţi drepţi sau curbi. Pentru a asigura, totuşi, condiţii normale de aşchiere este necesar ca linia elicoidală a melcului cu pasul $S \neq$ const şi canalele elicoidale pentru îndepărtarea aşchiilor, al căror număr este Z, să se intersecteze sub un unghi drept sau sub un alt unghi determinat, fapt ce impune ca şi canalele pentru îndepărtarea aşchiilor să aibă pasul variabil $T \neq$ const. Pînă în prezent nu sînt cunoscute încă o metodă şi o maşină-unealtă pentru executarea ambelor linii elicoidale, precum şi pentru executarea detalonării la strung, sau rectificarea şi ascuţirea dinţilor unor asemenea freze, ceea ce îngreuiează introducerea lor în fabricaţie.

Lucrarea de faţă reprezintă rezultatul experienţei în domeniul formulării metodei şi al sintetizării schemei cinematice a mecanismului de acţionare a avansului maşinii-unelte pentru executarea unor freze cilindrice cu pas variabil.

1. *Formularea metodei*

Metoda constă în aceea că, după prelucrarea liniei elicoidale a melcului cu pasul $S \neq$ const, se prelucrează canalele pentru îndepărtarea şpanului cu pasul $T \neq$ const, în care scop sculei aşchietoare i se dă o mişcare rectilinie uniformă şi alta neuniformă, funcţie de legea mişcării rectilinii neuniforme pentru prelucrarea liniei elicoidale a melcului. Pentru detalonarea la strung, sau pentru şlefuirea dinţilor frezei, pe lîngă mişcările indicate mai sus, sculei aşchietoare i se vor aplica curse transversale duble, neuniforme.

$$Z = f\,(S\,T) \neq \mathrm{const},$$

conform unei legi dependente de cea a ambelor linii elicoidale.

2. *Determinarea dependentelor dintre cele două linii elicoidale*

În figura 1 este arătat schematic, în sistemul de coordonate în spaţiu, freza cilindrică melc cu pas variabil $S_n \neq$ const a liniei elicoidale 1, dreapta. Din canalele pentru îndepărtarea aşchiilor, care sînt în număr de Z, la filetul pentru avans stînga s-a luat doar un singur canal elicoidal 2, care îşi are originea comună cu cea a liniei elicoidale 1 a melcului. Pentru linia elicoidală 1 s-a adoptat una din legile posibile de variaţie a pasului, a cărei ecuaţie este

$$\vec{r}\,(t) = R\cos\vec{i} + R\sin\overrightarrow{tj} + (at + bt^2)\vec{K}, \quad (1)$$

unde :

$$0 \leqslant t \leqslant 2\pi N$$

N fiind numărul total de spire (paşi), de care depinde lungimea activă a frezei ;
R — raza medie a frezei cilindrice.

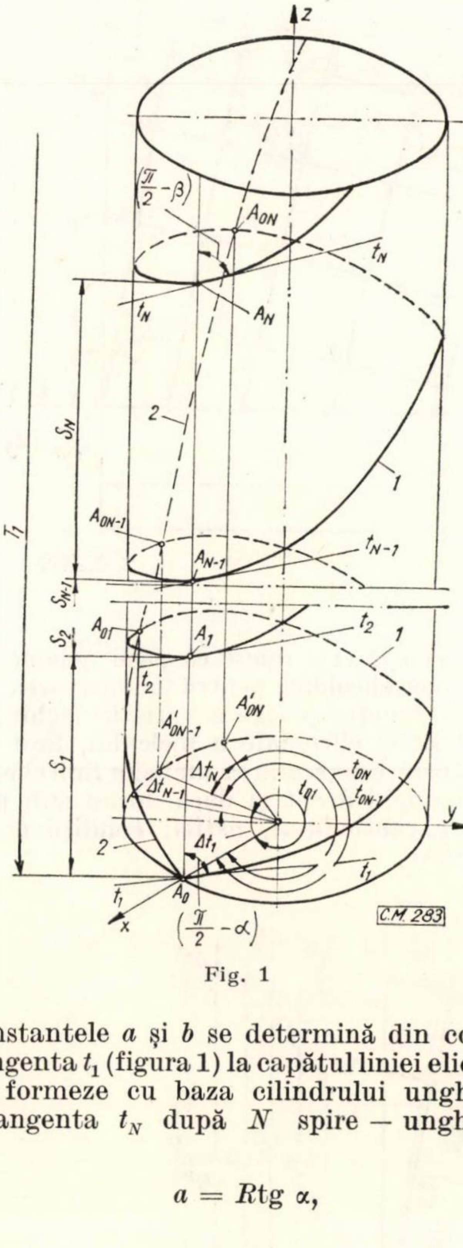


Fig. 1

Constantele a şi b se determină din condiţia ca tangenta t_1 (figura 1) la capătul liniei elicoidale *1* să formeze cu baza cilindrului unghiul α, iar tangenta t_N după N spire — unghiul β, sau :

$$a = R\operatorname{tg}\alpha, \qquad (2)$$

iar :

$$b = R\,\frac{\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha}{4\pi N}, \qquad (3)$$

În figura 2 este arătată o freză cilindrică convenţională cu un singur avans cu pasul variabil $S_n \neq$ const şi cu $Z = 4$ canale elicoidale pentru îndepărtarea aşchiilor, cu pasul $T \neq$ const, amplasate unul faţă de altul la un unghi $\tau_0 = \frac{2\pi}{Z}$, sau la $\tau_q = \frac{2\pi}{Z}(q-1)$ în raport cu capătul iniţial al liniei elicoidale a melcului ($t \cdot A_0 \equiv A'_0$) şi care ies de la baza cilindrului desfăşurat sub unghiul $\frac{\pi}{2} - \alpha$.

În acest caz ecuaţia oricăruia din canalele pentru şpan va fi :

$$\vec{\rho}(\tau) = R\cos(\tau - \tau_q)\,\vec{i} - R\sin(\tau - \tau_q)\,\vec{j} + \\ + (A\tau + B_n^q\,\tau^2)\,\vec{K} \qquad (4)$$

Constanta A se determină cu condiţia ca, canalele elicoidale pentru şpan $q = \mathrm{I}, \mathrm{II}, \ldots Z$ să pornească iniţial sub unghiul $\frac{\pi}{2} - \alpha$ (figura 1) în raport cu baza cilindrului, sau :

$$A = R\,\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \qquad (5)$$

în care:

B_n^q este secanta constantă pentru fiecare a n spiră a liniei elicoidale a melcului şi pentru fiecare q al canalului elicoidal pentru îndepărtarea aşchiilor şi se determină prin intersectarea ambelor linii elicoidale sub un unghi drept, condiţie cu care, după efectuarea ecuaţiei (1) dată mai sus, precum şi a ecuaţiei (4) pentru unghiurile t'_{01}, t'_{02}, $t'_{03} \ldots$ pînă la t_{0n}^q, corespunzătoare*) punctelor de intersectare A'_{01}, $A'_{0} \ldots$ pînă la A_{0n}^q (figurile 2 şi 3) ale ambelor linii elicoidale se obţine expresia

$$t_{0n}^q = \frac{a + A + 4\pi n\, B_n^q + 2B_n^q\,\tau_q - \sqrt{\Delta}}{2\,(B_n^q - b)}, \qquad (6)$$

în care :

$$\Delta = (a + A)^2 + 4\,(2\pi n + \tau_q)\,[aB_n^q + bA + \\ + bB_n^q\,(2\pi n + \tau_q)],$$

iar :

$$(aB_n^q + bA + 4\pi n B_n^q + 2bB_n^q\,\tau_q - \\ - \sqrt{\Delta})\cdot(aB_n^q + bA + 2bB_n^q\,\tau_q + 4\pi n B_n^q - B_n^q\sqrt{\Delta}) + \\ + R^2\,(B_n^q - b)^2 = 0. \qquad (7)$$

Determinînd constanta B_n^q din ecuaţia 7 şi înlocuind-o în ecuaţia 6 se calculează unghiurile t'_{0_1}, $t'_{0_2} \ldots$ pînă la t_{0n}^q după care se poate determina pasul „elementar" δT_n^q pentru q al canalului elicoidal pentru îndepărtarea aşchiilor (figurile 2 şi 3). Atunci pentru al n-lea pas al liniei elicoidale a melcului se obţine

$$S_n = \underbrace{2\,\pi a}_{S_0} + \underbrace{4\,\pi^2\, b\,(2n - 1).}_{\Delta S_n} \qquad (8)$$

şi cele corespunzătoare pentru pasul q al canalului pentru şpan (fig. 2)

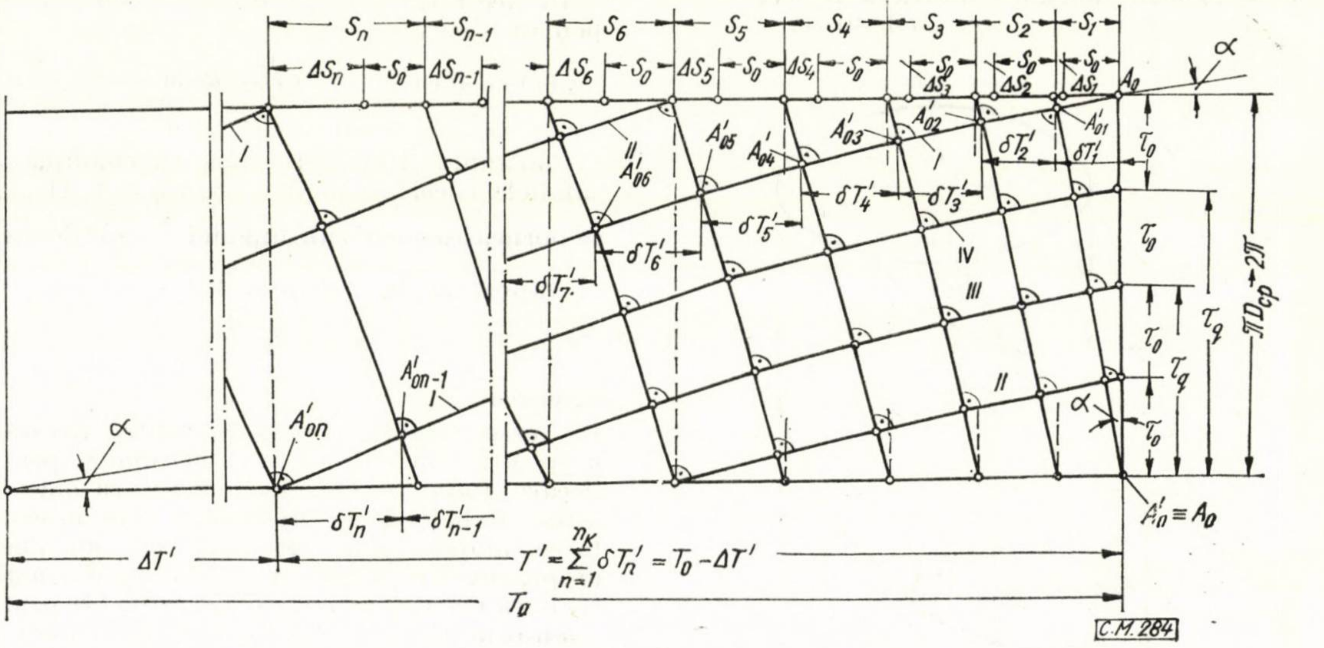
$$T_k^q = \sum_{n=1}^{nk} \delta T_n^q = T_0 - \Delta T_k^q, \qquad (9)$$

---

* În întreaga lucrare indicele de sus cu cifre romane sau cu unele litere nu va fi considerat ca exponent. Valorile raportate sînt date în paranteze.

în care :

$n_k^q = 1, 2, 3, \ldots$ pînă la acel număr de spire al liniei melc la care q — canalul elicoidal pentru așchii a efectuat al k-lea pas sau spiră.



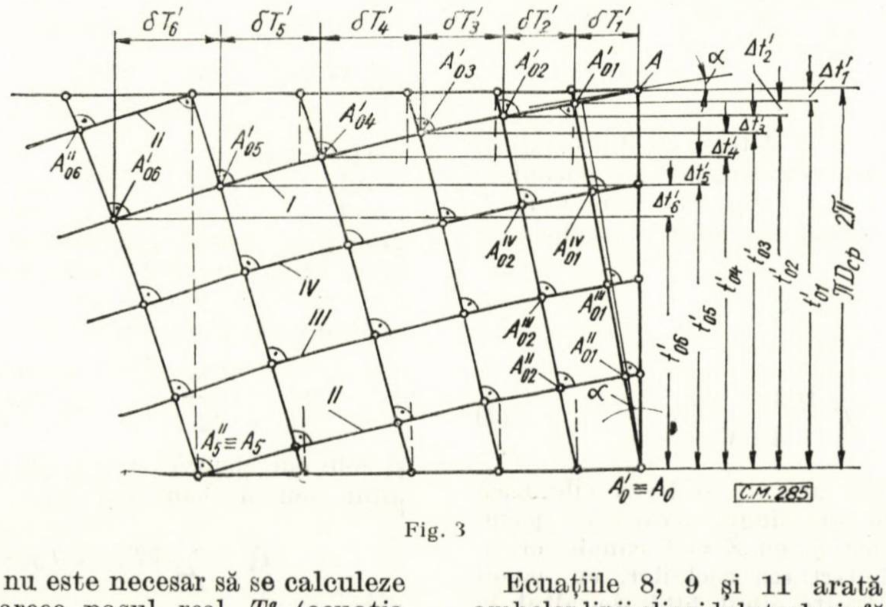
S_n
S_{n-1}
S_6
S_5
S_4
S_3
S_2
S_1
ΔS_n
S_0
ΔS_{n-1}
ΔS_6
ΔS_5
ΔS_4
ΔS_3
ΔS_2
ΔS_1
A_0
α
A'_{01}
A'_{02}
A'_{03}
A'_{04}
A'_{05}
A'_{06}
A'_{0n-1}
A'_{0n}
$\delta T'_1$
$\delta T'_2$
$\delta T'_3$
$\delta T'_4$
$\delta T'_5$
$\delta T'_6$
$\delta T'_7$
$\delta T'_n$
$\delta T'_{n-1}$
τ_0
τ_q
I
II
III
IV
$\pi D_{cp} \to 2\pi$
$A'_0 \equiv A_0$
$\Delta T'$
$T' = \sum_{n=1}^{n_K} \delta T'_n = T_0 - \Delta T'$
T_0
C.M. 284

Fig. 2

Valoarea $n_n^q = 1, 2, 3 \ldots$ se poate afla dacă, din ecuația 7 se determină expresia $B_n^q = f(n_k^q)$ și înlocuind-o în ecuația 6, se obține :

$$t_{0n}^q = 2\pi(n_k^q - K) + \tau_q =$$

$$= \frac{a + A + 4\pi n_k^q B_n^q + 2B_n^q\tau_q - \sqrt{\Delta}}{2(B_n^q - b)}. \quad (10)$$



$\delta T'_6$
$\delta T'_5$
$\delta T'_4$
$\delta T'_3$
$\delta T'_2$
$\delta T'_1$
A'_{03}
A'_{02}
A'_{01}
A
α
$\Delta t'_2$
$\Delta t'_1$
$\Delta t'_3$
$\Delta t'_4$
$\Delta t'_5$
$\Delta t'_6$
A'_{04}
A'_{05}
A''_{06}
A'_{06}
A^{IV}_{02}
A^{IV}_{01}
A'''_{02}
A'''_{01}
A''_{02}
A''_{01}
I
II
III
IV
$A''_5 \equiv A_5$
$A'_0 \equiv A_0$
t'_{06}
t'_{05}
t'_{04}
t'_{03}
t'_{02}
t'_{01}
2π
πD_{cp}
C.M. 285

Fig. 3

Practic, totuși, nu este necesar să se calculeze valoarea n_k^q, deoarece pasul real T_k^q (ecuația 9) al canalelor elicoidale pentru îndepărtarea așchiilor este, de obicei, foarte mare în comparație cu lungimea activă a frezei. Pașii „elementari" (fig. 2 și 3) trebuie totuși calculați și utilizînd ecuațiile 2, 3, 6 și 7 avem :

$$\delta T_n^q = a(t_{0_{n-1}}^q - t_{0_n}^q) + b[(t_{0_{n-1}}^q)^2 - (t_{0_n}^q)^2]. \quad (11)$$

Din ecuația (11) reiese că pașii „elementari" ai canalelor elicoidale pentru îndepărtarea așchiilor sînt funcție și lege a variației (schimbării) pasului liniei elicoidale a melcului, fapt ce se asigură prin intersectarea ambelor linii elicoidale sub un unghi drept și dacă dorim sub un alt unghi, garantîndu-se, astfel, condiții normale de așchiere.

Ecuațiile 8, 9 și 11 arată că prelucrarea ambelor linii elicoidale trebuie făcută la o mașină cu dispozitiv special pentru prelucrarea liniilor elicoidale cu pas variabil.

3. *Determinarea legăturii între numărul curselor duble ale sculelor aşchietoare pentru ambele linii elicoidale.*

După prelucrarea liniei elicoidale a melcului şi a canalelor elicoidale pentru îndepărtarea aşchiilor, al căror număr e Z, este necesară detalonarea dinţilor frezei, pentru care se va aplica sculei aşchietoare o cursă dublă transversală prin rotirea frezei cu o parte din rotaţie $\Delta\; nf \to \frac{1}{Z}$ Pentru determinarea dependenţei $\Delta nf = f = (S_n,\; T_n^q)$ vom revedea figura 4, din care, folosind ecuaţiile (1—7) după efectuarea lor, pentru lungimile arcelor

$\overset{\frown}{A_0' A_{0_1}''}$, $\overset{\frown}{A_{0_1}'' A_{0_1}'''}$, $\overset{\frown}{A_{0_1}''' A_{01}^{\mathrm{IV}}}$ ş.a.m.d., obţinem expresia :

$$A_{0_n}^{q-1} A_{0_n}^{q} =$$

$$= \frac{1}{4\,b}\, ln \frac{a+2b\, t_{0_n}^{q} + \sqrt{R^2+(a+2b\, t_{0_n}^{q}\,)^2}}{a+2bt_{0_n}^{q-1}+\sqrt{R^2+(a+2b\, t_{0_n}^{q-1})^2}} +$$

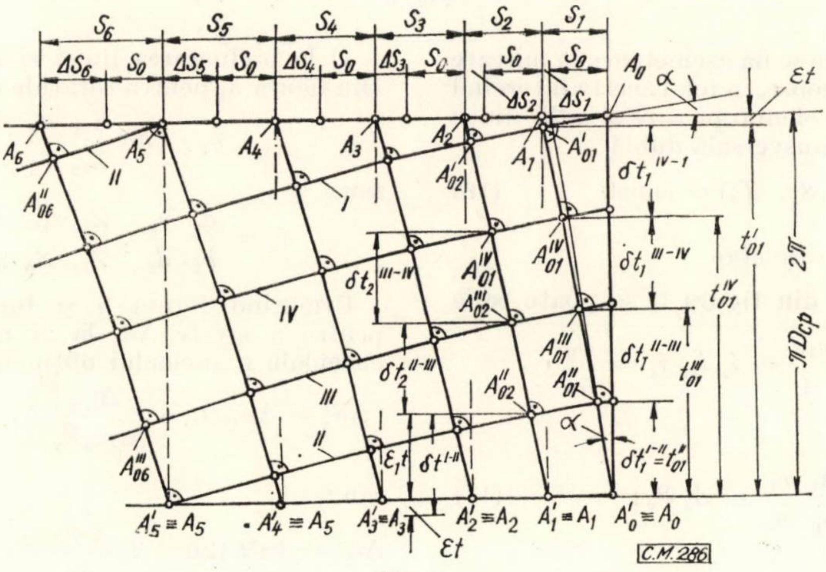
$$+ \frac{a\, +\, 2b\, t_{0_n}^{q}}{4\, b} \sqrt{R^2\, +\, (a\, +\, 2b\; t_{0_n}^{q}\,)^2}\; -$$

$$- \frac{a\, +\, 2b\, t_{0_n}^{q}}{4b} \sqrt{R^2\, +\, (a\, +\, 2b\; t_{0_n}^{q-1})^2}. \tag{12}$$

Din figura 4, mai realizăm că

$$A_{0_n}^{q-1}\, A_{0_n}^{q} \to \Delta nf \to \frac{\delta T_n^{q-1,q}}{2\pi} \neq \text{const}, \tag{13}$$

ceea ce dovedeşte că la fiecare cursă dublă a sculei aşchietoare (pentru detalonarea unui dinte) freza trebuie să execute o parte din rotaţie $\Delta nf \neq$ const. Dar, avînd în vedere că în timpul detalonării scula aşchietoare se îndoaie iar linia elicoidală a melcului cu pasul $S_n \neq$ const, atunci este bine ca la construcţie, scula aşchietoare să primească în $\pm$ o oarecare cursă dublă suplimentară, astfel, încît : $\Delta n_f^q \,\mathrm{rot}\, f \to (1 \pm \varepsilon)$ cursă dublă .



S_6
S_5
S_4
S_3
S_2
S_1
ΔS_6
S_0
ΔS_5
ΔS_4
ΔS_3
ΔS_2
ΔS_1
A_0
α
εt
A_6
A_5
A_4
A_3
A_2
A_1
A_{01}'
A_{02}'
A_{06}''
II
I
IV
III
δt_1^{IV-I}
t_{01}'
2π
δt_2^{III-IV}
A_{01}^{IV}
A_{02}^{III}
δt_1^{III-IV}
t_{01}^{IV}
πD_{cp}
A_{01}^{III}
δt_1^{II-III}
δt_2^{II-III}
A_{02}''
A_{01}''
t_{01}^{III}
A_{06}'''
$\varepsilon_1 t$
δt^{I-II}
$\delta t_1^{I-II} = t_{01}''$
$A_5' \equiv A_5$
$A_4' \equiv A_5$
$A_3' \equiv A_3$
$A_2' \equiv A_2$
$A_1' \equiv A_1$
$A_0' \equiv A_0$
C.M. 286

Fig. 4

4. *Schema cinematică a mecanismului de acţionare a avansului maşinii-unelte pentru realizarea metodei.*

Pentru realizarea metodei s-a sistematizat schema cinematică a mecanismului de acţionare a avansului (figura 5), care se poate utiliza la o maşină universală pentru prelucrarea filetului prin detalonare. Din figura 5 reiese că la prelucrarea (la strung, la freză, la maşina de rectificat) liniilor elicoidale *1* şi *2* (figura 1) se utilizează lanţul cinematic interior al axului I pînă la şurubul I şi simultan şi paralel lanţul cinematic de legătură a transmisiei prin roţi dinţate conice Z_{k1}/Z_{k2}, lirei cu came i_2, camei K etc., pînă la piuliţa de antrenare VG, care însumează cele două mişcări şi astfel mecanismul suport $SM \equiv RI$ (figura 5) capătă mişcarea (deplasarea) :

$$S_n = S_0 \pm \Delta S_n, \tag{14}$$

sau :

$$T_k^q = T_0 \pm \Delta T_k^q. \tag{15}$$

Ecuaţiile 14 şi 15 se pot realiza la o singură maşină, schimbînd cama K (figura 5), sau pe două maşini succesiv. Pentru detalonare se foloseşte lanţul cinematic al axului I, lira divizoare i_3, pînă la axul XII $\equiv K_1$ şi concomitent şi paralel lanţul cinematic interior-lira cu camă i_4, pusă în mişcare de axul IX, cama K_2 ş.a.m.d., pînă la melcul g, simultan cu mişcarea sa de rotaţie şi cea axială ± Δlg conform axului arborelui IX, mişcare, care se transformă apoi în mişcarea suplimentară neuniformă de rotaţie a camei K_1 şi apoi în mişcare rectilinie la scula aşchietoare. Pe lîngă aceasta se mai foloseşte şi lanţul cinematic de prelucrare a filetului, care pune scula aşchietoare în mişcare longitudinală $S_n \neq$ const, în felul acesta întorcînd linia elicoidală a melcului pe care se află dinţii şi capătă o cursă transversală dublă

$$Z_n = \varphi\,(S_n,\ T_n^2) = \text{const} \qquad (16)$$

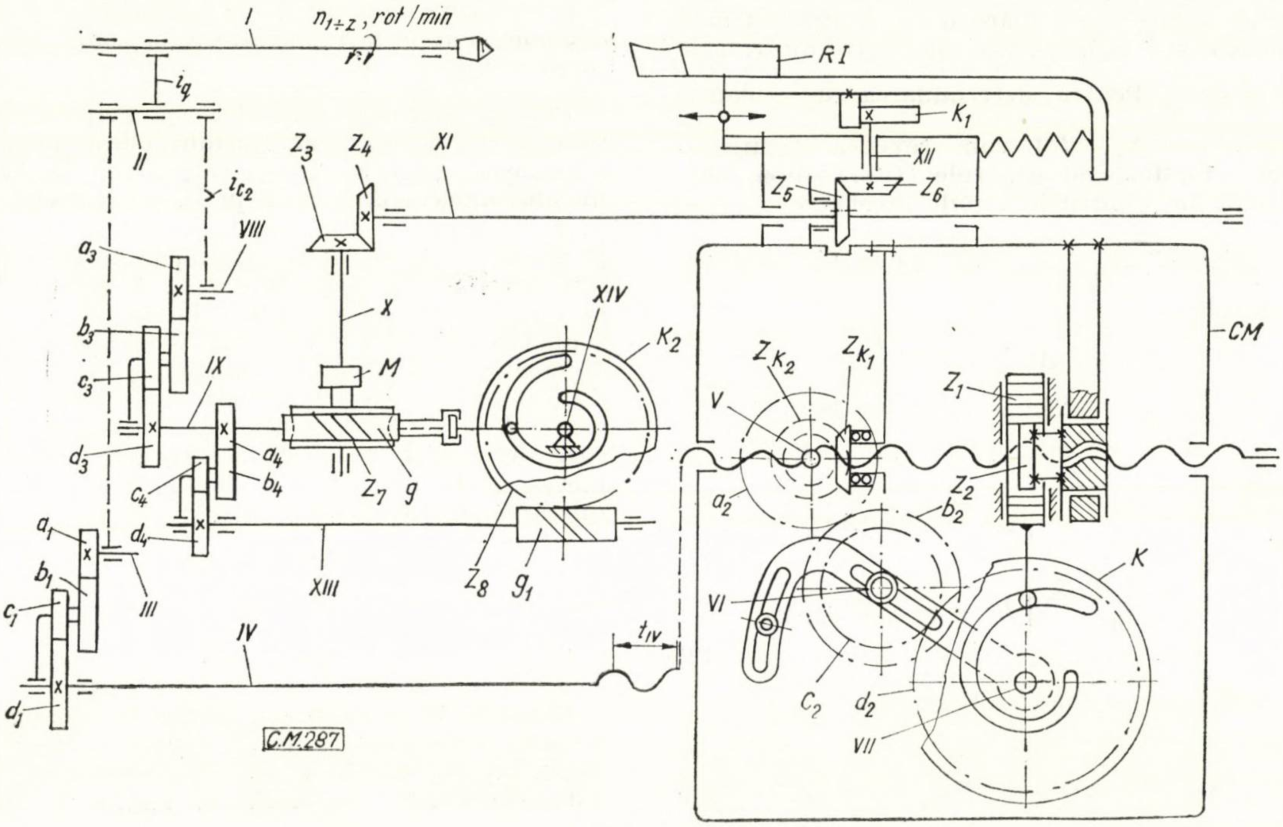


Fig. 5

5. *Reglarea dispozitivului*

1. *Raportul* i_1 — din figura 5 se poate scrie

$$i = \frac{n_{VI}}{n_I} = \frac{n_{IV}}{1} = i_q\, i_{c1}\, i_1 = \frac{S_0}{t_{IV}},$$

sau:

$$i_1 = \frac{a_1}{b_1}\,\frac{c_1}{d_1} = A_1\, S_0\,; \qquad (17)$$

în care:

S_0 este pasul de bază al liniei elicoidale a melcului;

i_q — raportul de transmitere a lanţului cinematic pentru pasul mărit al filetului de prelucrat;

A_1 — constanta circuitului cinematic pe care îl conţine raportul m_1.

2. *Raportul* i_2 — reglează unghiul α_0^{rad} de rotaţie a camei K cu o rotaţie sau cu o singură parte din rotaţie a axului I (al frezei):

a) la prelucrarea liniei elicoidale a melcului. Din figura 5, pentru rotaţiile camei K obţinem:

$$n_k = n_{IV}\,\frac{Z_{k1}}{Z_{k2}}\,\frac{a_2}{b_2}\,\frac{c_2}{d_2} = \frac{\alpha_0}{2\pi}$$

sau:

$$i_2 = \frac{a_2}{b_2}\,\frac{c_2}{d_2} = \frac{Z_{k2}}{Z_{k1}}\,\frac{t_{IV}}{S_0}\,\frac{\alpha_0}{2\alpha} = i_c\,\frac{\alpha_0}{2\pi} \qquad (18)$$

Urmărind figura 5 şi folosind ecuaţia (8) pentru a creşte ΔS_n la al n-lea pas al liniei elicoidale a melcului obţinem:

$$\Delta S_n = \Delta n_{PC}\, t_{IV} = \frac{\Delta r_{kn}}{\pi m_2 Z_2}\, t_{IV} = 4\,\pi^2\, b\,(2n-1)\,; \qquad (19)$$

sau:

$$\Delta r_{kn} = 4\pi^2 b\,(2\text{n}-1)\,\frac{\pi\, m_2\, z_2}{t_{IV}} = C(2n-1). \qquad (20)$$

Din ecuaţia (20) se calculează creşterea Δr_{kn} a razei camei K pentru fiecare unghi α_0, după care se conturează profilul ei;

b) la prelucrarea canalelor elicoidale pentru înlăturarea aşchiilor. Din figura 3 se observă că, pentru prelucrarea canalului respectiv pentru înlăturarea aşchiilor, de pildă a canalului I, este necesar ca scula aşchietoare să execute arcurile de cerc „elementare'' $\overset{\frown}{A_0^{\mathrm{I}}\,A_{0_1}^{\mathrm{I}}}$, $\overset{\frown}{A_{0_1}^{\mathrm{I}}\,A_{0_1}^{\mathrm{I}}}$ ş.a.m.d. pînă la $A'_{0_{n-1}}\,A'_{0_n}$, în care scop freza (axul) şi scula aşchietoare trebuie să execute următoarele deplasări (figura 5)

$$\Delta n'_{f_1} = \frac{\Delta t^{\mathrm{I}}}{2\,\pi}, \Delta n^{\mathrm{I}}_{f_2} = \frac{\Delta t^{\mathrm{I}}}{2\pi} \ldots \Delta n^{\mathrm{I}}_{fn} = \frac{\Delta t'_n}{2\pi} \text{rot freză,}$$

şi :

$$\Delta l_1 = \delta T'_1,\ \ \Delta l_2 = \delta T^{\mathrm{I}}_2 \ \ldots\ \Delta l^{\mathrm{I}}_n = \delta T'_n \text{ mm,}$$

scula aşchietoare, sau în general, se poate scrie :

$$\Delta n^q_{fn} = \frac{\Delta t^q_n}{2\pi} \text{ şi } \Delta l^q_n = \delta T^q_n \qquad (21)$$

Din figura 5 obţinem :

$$i = \frac{\Delta n_{\mathrm{IV}}}{\Delta n_{\mathrm{I}}} = \frac{\Delta n_{\mathrm{IV}}}{\Delta n_f} = \frac{\delta T^q_n}{t_{\mathrm{IV}}} : \frac{\Delta t^q_n}{2\pi} = i_2\, i_{c1} i_1,$$

sau :

$$i_1 = \frac{1}{i_q}\,\frac{1_1}{i_{c1}}\,\frac{t_{\mathrm{IV}}}{2\,\pi}\,\frac{\delta T^q_n}{\Delta t^q_n} = A_1 \frac{\delta T^b_n}{\Delta t^q_n}. \qquad (22)$$

Înlocuind $\delta \mathrm{T}^q_n$ din ecuaţia (11) şi Δt^q_n din figura 3 şi utilizînd ecuaţia 6 după calcularea ei, ecuaţia (22) capătă următorul aspect :

$$i_1 = A_1 \frac{a\,(t^{q'}_{0_{n-1}} - t^q_{0n}) + [(t^q_{0n-1}) - (t^q_{0n})^2]}{t^q_{0_{n-1}} - t^q_{0_n}} =$$

$$= A_1\,[a + b\,(t^q_{0_{n-1}} + t^q_{0n})] \neq \text{const.} \qquad (23)$$

Respectarea condiţiilor (23) este posibilă, dar, aceasta ar conduce la complicaţii de ordin constructiv în ceea ce priveşte maşina-unealtă, din care cauză vom folosi din nou un dispozitiv pentru prelucrarea şuruburilor cu pas variabil. Prin analogie cu punctul *a* vom aplica şi aici unul din paşii „elementari'' ai canalului pentru aşchii, care s-au prelucrat ca bază* şi atunci ecuaţia (22) va arăta astfel

$$i_1 = \frac{a_1 c_1}{b_1 d_1} = A_1 \left(\frac{\delta T_0 \pm \varepsilon\delta\, T^q_n}{\Delta t^q_n} \right) = \mathrm{C}; \qquad (24)$$

în care :

$\pm\,\varepsilon\delta T^q_n$ reprezintă deplasarea preliminară suplimentară a sculei aşchietoare, pe care trebuie să o execute cama *K* (figura 5).

Analizînd figura 5 putem scrie :

$$i = \frac{\Delta n^q_{kn}}{\Delta n^q_{1n}} = \frac{\Delta n^q_{kn}}{\Delta n^q_{fn}} = \frac{\alpha^q_{kn}}{2\pi} : \frac{\Delta t^q_n}{2\pi} =$$

$$= i_q\ i_{c1}\ i_1 \frac{Z_{k1}}{Z_{k2}} i_2;$$

sau :

$$i_2 = \frac{a_2 c_2}{b_2 d_2} = \frac{1}{i_q}\,\frac{1}{i_{c1}}\,\frac{1}{i_1}\,\frac{Z_{k2}}{Z_{k1}}\,\frac{\alpha^q_{kn}}{\Delta t^q_n} = A_2\,\frac{1}{i_1}\,\frac{\alpha^q_{kn}}{\Delta t^q_n}. \qquad (25)$$

Înlocuind i_1 din ecuaţia 24 obţinem :

$$i_2 = \frac{a_2}{b_2}\,\frac{c_2}{d_2} = A^{\mathrm{I}}_2 \left(\frac{\alpha^q_{kn}}{\delta T_0 \pm \varepsilon\delta\, T^q_n} \right) = C_2, \qquad (26)$$

unde :

α^q_{kn} = const este unghiul la care trebuie să se rotească cama *K* pînă cînd va efectua rotaţia $\Delta n^q_{fn} \rightarrow \Delta t^q_n$.

După adoptarea constantei C_2 cu ajutorul egalităţii (26) putem determina unghiul α^q_{kn} şi creşterea lui corespunzătoare la raza camei *K*, astfel, încît să se realizeze deplasarea preliminară suplimentară $\pm\ \varepsilon\delta\ T^q_n$ a sculei aşchietoare. De aici, ţinînd seama de figura 5, putem concluziona :

$$\varepsilon\delta\, T^q_n = \pm\, \Delta n_{PC}\, t_{\mathrm{IV}} = \pm\, \frac{\Delta r^q_{kn}}{\pi m_2 Z_2}\, t_{\mathrm{IV}},$$

sau :

$$\Delta r^q_{kn} = \pm\, \frac{\pi\, m\, Z_2}{t_{\mathrm{IV}}}\, \varepsilon\delta\, T^q_n = \pm\, A_k\, \varepsilon\delta\, T^q_n \rightarrow \alpha^q_{kn}, \qquad (27)$$

în care :

A_k este constanta schemei cinematice pe care o conţine cama *K*.

După calculul valorii Δr^q_{kn}, cu ajutorul ecuaţiei 27, putem contura profilul camei *K*.

3. — *Raportul* i_3, care reglează cursa transversală dublă principală a sculei aşchietoare pentru detalonarea dinţilor frezei, sau aceeaşi rotaţie principală a camei *K* (figura 5). În timpul detalonării dinţilor, scula aşchietoare trebuie să execute o deplasare transversală de avans, faţă de mişcarea dată de lanţul cinematic pentru prelucrarea filetului, care să dea naştere liniei elicoidale a melcului cu pasul $S_n \neq$ const şi curselor transversale duble, care vor fi de asemenea variabile, deoarcece arcurile $\overset{\frown}{A^{\mathrm{I}}_0\ A^{\mathrm{II}}_{0_1}}$, $\overset{\frown}{A^{\mathrm{II}}_{0_1} A^{\mathrm{III}}}$ pînă la $\overset{\frown}{A^{q-1}_{0_n} A^q_{0_1}} \neq$ const (figurile 2,4,3, şi ecuaţia (12)). Sau, pentru a detalona un singur dinte, de exemplu, pe acela care corespunde arcului $\overset{\frown}{A^{\mathrm{I}}_0\ A^{\mathrm{II}}_{0_1}}$, vom roti freza la un unghi corespunzător rotaţiei $\Delta n_f = \frac{\delta t^{\mathrm{I-II}}}{2\pi}$ pentru ca scula aşchietoare să execute o singură cursă transversală [3], sau pentru orice eventualitate, putem scrie :

1 cursă dublă sculă aşchietoare 1 rot XII $\rightarrow \Delta n_f =$

$$= \frac{\delta t^{\mathrm{I-II}}}{2\pi} \cdots \frac{\delta t^{q-1,q}_n}{2\pi} \text{rot fx.}$$

---

* Pentru executarea mai uşoară a profilului camei-bază se poate adopta pasul „elementar'' mediu ca valoare, deoarece la început se obţine $-\varepsilon\delta T^q_n$, după care $+\varepsilon\delta T^q_n$ sau invers.

De aici, acceptînd ca (figura 5) camera K_1 să aibă un singur profil de funcţionare [3], putem scrie:

$$i = \frac{\Delta n_{\mathrm{XII}}}{\Delta n_f} = \frac{1}{\Delta n_1} = 1 : \frac{\delta t_n^{q-1,q}}{2\pi} =$$

$$= i_q\, i_{c_2}\, i_3 \frac{g}{Z_7} \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6}$$

sau:

$$i_3 = \frac{a_3}{b_3} \frac{c_3}{d_3} = \frac{1}{i_q} \frac{1}{i_{c_2}} \frac{Z_7}{g} \frac{Z_4}{Z_3} \frac{Z_6}{Z_5} 2\pi \frac{1}{\delta t_n^{q-1,q}} =$$

$$= A_3 \frac{1}{\delta t_n^{q-1,q}} \neq C \tag{28}$$

unde:

$\delta t_n^{q-1,q} \rightarrow \Delta n_{fn}^q \neq$ const unghiul corespunzător rotaţiilor pe care trebuie să le facă freza pentru a detalona dintele respectiv.

În locul lui $i_3 \neq$ const vom adopta $i_3 =$ const şi ecuaţia 28 va căpăta aspectul:

$$i_3 = \frac{a_3}{b_3} \frac{c_3}{d_3} = A_3 \left(\frac{1 \pm \delta n_{\mathrm{XII}}}{\delta t_n^{q-1,q}} \right) = \text{const} \tag{29}$$

în care

$\pm \delta n_{\mathrm{XII}}$ — o parte din rotaţie, pe care trebuie să o capete axul camei XII pentru ca $i_3 =$ const

Cama K_2 (figura 5) va da axului XII rotaţiile suplimentare $\pm\, \delta n_{\mathrm{XII}}$ primite de la arborele I astfel că $\Delta n_{\mathrm{XII}} = 1 \pm \delta n_{\mathrm{XII}}$. În cazul acesta, din figura 5 vom obţine

$$i = \frac{\Delta n_{k2}}{\Delta n_1} = \frac{\alpha_{k_2}}{2\pi} : \frac{\delta t^{q-1,q}}{2\pi} = i_q\, i_{c_2}\, i_3\, i_4 \frac{g_1}{Z_8},$$

sau:

$$i_3 = \frac{a_4}{b_4} \frac{c_4}{d_4} = \frac{1}{i_q} \frac{1}{i_{c_2}} \frac{1}{i_3} \frac{Z_8}{g_1} \frac{\alpha_{k_2}^{q-1,q}}{\delta t_n^{q-1,q}} \tag{30}$$

Introducînd pe i_3 din ecuaţia (29) în ecuaţia (30) vom avea:

$$i_4 = A_4 \left(\frac{\alpha_{k_2}^{q-1,q}}{1 \pm \delta_{\mathrm{XII}}} \right) = C_4, \tag{31}$$

în care:

$\alpha_{k_2}^{q-1,q} =$ const — unghiul la care va trebui rotită cama K_2 pentru a îndeplini condiţia $i_4 = C_4$.

Obţinînd constanta C_4 şi calculînd valoarea δn_{XII}, cu ajutorul ecuaţiei 6 şi al figurii 4, putem calcula unghiul corespunzător $\alpha_{k_2}^{q-1,q}$.

Evident că şi aici ca şi la punctul 2b trebuie luat un oarecare dinte ca bază, de pildă dintele corespunzător arcului $\widehat{A_0' A_{01}^{\mathrm{II}}}$ după care putem determina creşterea $\Delta r_{k_2}^{q-1,q} \rightarrow \alpha_{k_2}^{q-1,q}$ a razei camei K_2, şi urmărind figura 5 observăm că:

$$i = \frac{\pm\, \delta n_{\mathrm{XII}}}{\Delta n_{Z_7}} = \pm\, \delta n_{\mathrm{XII}} : \frac{\Delta \lg}{\pi m_7 Z_7} =$$

$$= \pm\, \delta n_{\mathrm{XII}} : \frac{\Delta r_{k_2}}{\pi m_7 Z_7} = \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6} \tag{32}$$

unde:

$\Delta \lg = \Delta r_{k_2}$ — deplasarea preliminară axială a melcului g. Din ecuaţia 32

obţinem:

$$\Delta r_{k_2}^{q-1,q} = \pm\, \pi m_7 Z_7 \frac{Z_4}{Z_3} \frac{Z_6}{Z_5} \delta n_{\mathrm{XII}} \rightarrow \alpha_{k_2}^{q-1,q} \tag{33}$$

După ce se determină valoarea Δr_{k_2} din ecuaţia (33) se poate contura profilul camei K_2.

Studiile întreprinse pînă acum, precum şi concluziile respective se referă la frezele cilindrice melc cu pas varabil. Pentru frezele conice melc cu pas variabil se va folosi aceeaşi metodă, la determinarea legăturilor dintre ambele linii elicoidale şi curbele duble ale sculei aşchietoare, însă ecuaţiile vor conţine, ca parametru, unghiul conului frezei. Prelucrarea frezei se va face pe aceeaşi maşină, cu condiţia ca aceasta să aibă şi linia conică, care este deja cunoscută.

Concluzii

1. Efectuarea formulelor pentru proiectarea profilului camelor şi a reglării lirelor i_1, i_2, i_3 şi i_4, prin analiză matematică conchide că este posibilă întreaga prelucrare a frezelor melc cu pas variabil.

2. Schema cinematică a mecanismului de acţionare a avansului are aplicabilitate atît la maşinile-unelte universale, pentru detalonat şi la maşinile de frezat filet, destinate prelucrării frezelor melc cu pas variabil, cît şi la maşinile de detalonat şi rectificat precum şi la cele de ascuţit.

3. Fabricarea maşinilor-unelte cu schema cinematică sintetizată a mecanismului de acţionare a avansului permite utilizarea posibilităţilor descoperite pînă în prezent la frezele cilindrice melc cu pas variabil în sensul simplificării constructive şi de exploatare a cîtorva maşini-unelte pentru prelucrarea roţilor-dinţate.

BIBLIOGRAFIE

[1] Sposob narezaniia zubciatîh koles, Avt-oe svid-vo kl. 49d, 3/01; 49 d/3/06, (B21 1/06, B23) nr. 266528, U.R.S.S.
[2] Ustroistvo za obrabotîvanie na vintove promenliva stipka, Avt-ko avid-vo kl. 49 a (B 23v, 5/46), nr. 15428, R.P.B.
[3] *Radev*, V., Konstruiranie na metalorejesci maşini, Sofia, Tehnika, 1968.

CZ 539.3

Distribuirea presiunilor şi deformaţiilor de contact în sistemul cu elasticitate proprie

Ing. Vladimir VASILIEV şi ing. Hristo ILIEV

Denumiri esenţiale

P — forţă activă normală
p — presiune de contact
δ — deformaţie de contact
W — deplasare normală
θ — unghi de înclinare (pantă) a liniei elastice
M — moment încovoietor
Q — efort transversal
l — lungime de contact
E — modulul lui Young (module d'allongement)
I_y — moment de inerţie al axei în secţiunea transversală
K, c, n, c_1, n_1 — coeficienţi
b, L — parametri geometrici din figuri.

Introducere

Se ştie că interacţiunea mecanică între corpurile solide are un caracter discret, ceea ce nu găseşte o reflectare în problema clasică de contact [1, 7]. Faptul acesta determină diferenţa în distribuirea parametrilor de contact, dată de teoria clasică şi distribuirea efectivă [7]. Din [4, 7] este clar că problema contactului corpurilor cu suprafeţe rugoase reprezintă o nouă problemă a mecanicii. Pentru rezolvarea ei au fost create modele noi, care reflectă mai aproape de adevăr proprietăţile sistemelor reale.

A. *Modele discrete*

Microrugozitatea se modelează prin corpuri identice cu formă geometrică regulată-sfere, piramide, elipsoide, etc. Deformaţiile şi suprafeţele de contact, determinate pentru ele după teoria lui Herz, se referă la întreaga suprafaţă nominală [1, 3].

Folosirea modelelor discrete este legată de realizarea unui şir de experimente preliminare pentru determinarea valorilor şi dependenţelor necesare : înălţimea microrugozităţii, duritatea materialului, curba de reazem, etc. Rezultatele dobîndite teoretic de obicei au nevoie de o corecţie experimentală, deoarece este greu să fie cuprinşi separat toţi factorii, care exercită o influenţă asupra comportării sistemelor reale [3]. Pînă în prezent nu sînt cunoscute soluţii, care pot fi utilizate direct pentu calculele tehnice.

B. *Modele continue*

Proprietăţile stratului de suprafaţă se continualizează preliminar, prin care se evaluează în mod complex factorii, care determină situaţia de contact a corpurilor. Acesta este examinat ca un corp independent omogen, fără formă proprie [4].

Starea mecanică a modelului continuu se descrie cu un număr considerabil mai mic de parametri decît ai celui discret. Acest fapt îl face destul de simplu. Fiecare corp este reprezentat prin aşa numitul model bicomponent — strat de margine şi corp purtător [4]. Proprietăţile stratului de margine se determină din alura regiunii de contact reală. Una dintre caracteristicile lui de bază este legea deformării de contact, care exprimă legătura între presiuni şi deformaţii $\delta = \delta\,(p)$. Această legătură este totdeauna nelineară şi de obicei se prezintă prin funcţia de puteri $\delta = cp^n$. Există tabele şi indicaţii pentru determinarea coeficienţilor c şi n în dependenţă de materialul corpurilor şi starea suprafeţelor în contact [2, 3]. Cînd datele nu sînt suficiente, legea deformării de contact se determină în mod experimental (în caz de mişcare relativă între corpuri şi determină şi legea uzurii).

Corpul purtător se modelează în dependenţă de exigenţele problemei concrete după mijloacele clasice.

În cele mai multe cercetări corpul purtător se ia ca un corp ideal solid. Cînd acomodabilitatea proprie a corpurilor este comparabilă cu cea de contact, presiunile şi deformaţiile se distribuie neregulat şi o astfel de ipoteză duce la erori considerabile [2, 4]. În acest caz este necesar ca corpul purtător să fie modelat ca ideal elastic.

În literatură [2] deformaţiile axelor maşinilor unelte, îmbinărilor cu bolţuri, etc. se determină luîndu-se în considerare elasticitatea lor de contact, ca şi cea proprie. Pentru simplificarea calculelor, legea deformării de contact se linearizează, ceea ce este adevărat numai dacă avem o mică gamă de variaţie a tensiunilor. În unele cazuri se admite prezenţa de tensiuni negative, ceea ce este în contradicţie cu condiţia existenţei contactului [2, 8]. În literatură [5] interacţiunea între corpuri se limitează numai la graniţele contactului, prin care se evită contradicţia arătată mai sus. Influenţa elasticităţii proprie este examinată într-un aspect mai larg — şi la uzură [6].

Rezolvarea problemei despre distribuirea presiunilor şi deformaţiilor în legea lineară a deformaţiei de contact nu dă posibilitatea să fie descoperite unele proprietăţi caracteristice ale sistemelor reale.

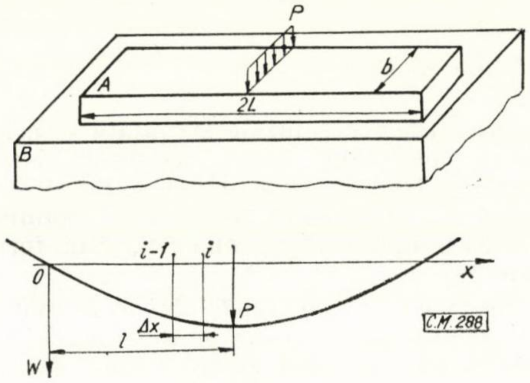


Fig. 1

În prezentul articol este cercetat un sistem de contact conform cu condiţii statice după legea nelineară a deformării de contact, luîndu-se în considerare elasticitatea ei proprie de contact.

Formularea şi rezolvarea problemei

Corpul prismatic imobil A (fig. 1) care se deformează în mod propriu şi de contact, este încărcat simetric cu forţă normală P şi intră în contact cu contracorpul B, care se deformează numai după contact. Se caută distribuirea presiunilor şi deformaţiilor în regiunea de contact.

Două condiţii caracteristice ale acestui sistem de contact sînt posibile: contact „plin" şi „neplin". În primul caz, care începe la modificarea solicitării de la $P = 0$ pînă la $P = P_{cr}$, contactul se efectuează pe întreaga lungime nominală a corpului ($l = L$). În cazul al doilea $-P > P_{cr}$, capetele corpului se despart de contracorp şi $l < L$.

Descrierea cantitativă a acestor două stări se bazează pe rezolvarea ecuaţiei diferenţiale a deplasărilor normale

$$EI_y w^{IV} = bp\ (x) \tag{1}$$

în condiţiile limite următoare

$$w^{II}(0) = 0\,;\ w^{III}(0) = 0\,;\ w^{I}(l) = 0\,;$$

$$2EI_y w^{III}(l) = -P \tag{2}$$

Introducînd legea deformării de contact

$$p = c_1 \delta^{n_2} \tag{3}$$

şi luînd în considerare faptul că $\delta = w$ în condiţii statice [2, 6] avem

$$w^{IV} + Bw^{n_1} = 0\ \left(B = \frac{bc_1}{EI_y}\right) \tag{4}$$

Ecuaţia diferenţială nelineară (4) a fost rezolvată după metoda numerară, care se bazează pe următoarele considerente:

Separăm corpul A prin mijlocul secţiunilor transversale în N elemente cu lungime $\Delta x = \frac{2l}{N}$. Distribuirea tensiunii de contact în graniţele unuia din aceste elemente (fig. 2) poate fi acceptată ca lineară. Din condiţiile de echilibru ale elementului urmează:

$$Q_i = Q_{i-1} + \frac{1}{2}\Delta x\,(p_{i-1} + p_i)\,b \tag{5}$$

$$M_i = M_{i-1} + Q_{i\Delta x} - \frac{1}{b}(\Delta x)^2\,(p_{i-1} + 2p)\,b \tag{6}$$

Adăugăm ecuaţiile

$$w_i = w_{i-1} + Q_{i-1\Delta x} \tag{7}$$

$$Q_i = Q_{i-1} - \frac{M_{i-1}}{EI_y}\Delta x \tag{8}$$

căpătăm legea deformării de contact înlocuind în formulele $\theta = w'$ şi $EI_y w'' = -M$ derivatele cu diferenţe extreme

$$p_i = c_1 w_i^{n_1} \tag{9}$$

Relaţiile recurente (5)—(9) dau posibilitatea, dacă valorile funcţiunilor cercetate într-o secţiune sînt cunoscute, să fie determinate toate celelalte. În acest scop a fost realizat un algoritm pentru rezolvarea numerală aproximată a ecuaţiei (4), luînd ca secţiune de ieşire începutul regiunii de contact, unde $\theta = 0$ şi $M = 0$.

Dacă $P \leqslant P_{cr}$ (contact „plin"), începutul regiunii de contact coincide cu începutul corpului A. Dăm valori arbitrare deplasării şi unghiului de înclinare (pantei) a liniei elastice

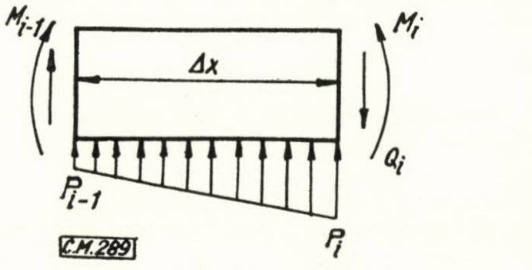


Fig. 2

în secţiunea de ieşire $w_0 = c_1$ şi $\theta_0 = c_2$ şi după formulele (5)—(9) calculăm valorile necunoscutelor w_i, θ_i, M_i, Q_i, p_i, succesiv în fiecare secţiune pînă la $x = l$. Unghiul $\theta\ (x)$ se micşorează şi în secţiunea medie trebuie să fie $\theta(l) = 0$, deoarece tangenta spre linia elastică în mijloc este orizontală. Neîndeplinirea acestei condiţii înseamnă că alegerea lui θ_0 este incorectă şi rezultatul căpătat nu reprezintă soluţia problemei. Atunci se dă o nouă valoare lui θ_0 şi aşa mai departe. Acest ciclu se repetă, pînă ce vom avea $\theta(l) = 0$, care arată că soluţia este corectă. Solicitarea externă se determină din următoarea condiţie la limită:

$$2\,|Q(l)| = P \tag{10}$$

Modificînd w_0 putem ajunge la o astfel de soluţie, la care forţa P să coincidă cu valoarea dată preliminar.

Dacă $P > P_{cr}$ (contact „deschis''), începutul regiunii de contact se deplasează spre mijlocul corpului $A(w_0 = 0)$. Linia elastică în afara regiunii de contact este dreaptă, $\theta = \text{const}$, iar $p = 0$. În acest caz lungimea contactului l depinde de mărimea solicitării. Dăm valorii arbitrare lui $l = c_3$ şi $\theta_0 = C_4$ şi continuăm după cum am arătat mai sus. Variem valorile lui l şi θ_0 pînă ce îndeplinesc ultimele două condiţii limită (2).

Pentru realizarea algoritmului propus au fost alcătuite programe pentru maşinile de calcul electronice „M—220 M'' corpul fiind împărţit pe lungime în 80 de secţiuni. Maşina a făcut calcule după formulele (5)—(9), precum şi o modificare a pantei liniei elastice şi o deplasare normală la începutul regiunii de contact (respectiv lungimea de contact), pînă ce tangenta în secţiunea medie va fi orizontală şi solicitarea va coincide cu valoarea dată. A fost examinată soluţia ecuaţiei (4) pentru corpuri din materiale diferite, cu dimensiuni diferite şi elaborarea suprafeţei de contact. Rezultatele date se referă la un model de oţel

$$40\,x - p = 1{,}725\cdot 10^{12}\,\delta^{2{,}62}\,\frac{\mathrm{H}}{\mathrm{cm}^2};\ L = 70\ \mathrm{mm},$$

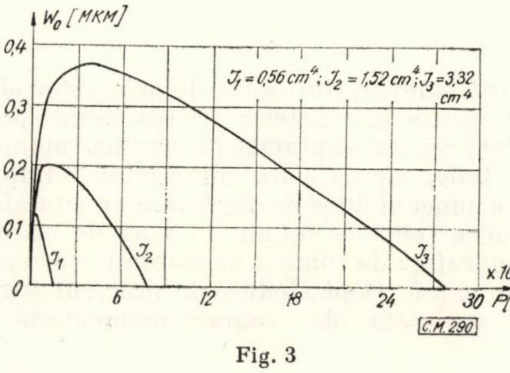


Fig. 3

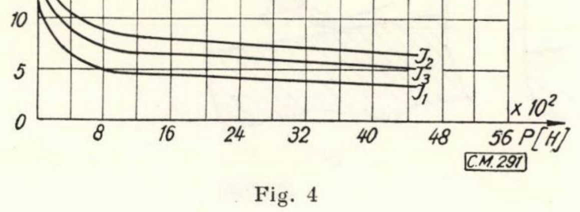


Fig. 4

Cu mărirea solicitării capetele corpului se înfundă repede, iar după aceea se îndreaptă, aşa cum este arătat pe figura 3. Valoarea maximă a deplasării iniţiale w_0^* nu depinde de forţa aplicată, P, ci se determină de dimensiunile geometrice ale corpului şi de poziţia suprafeţei de contact. La aceeaşi deplasare w_0 sînt posibile două linii elastice, pe care le putem căpăta solicitînd corpul cu forţă respectiv P_1 şi P_2. Deci parametrul W_0^* nu caracterizează univoc poziţia de contact.

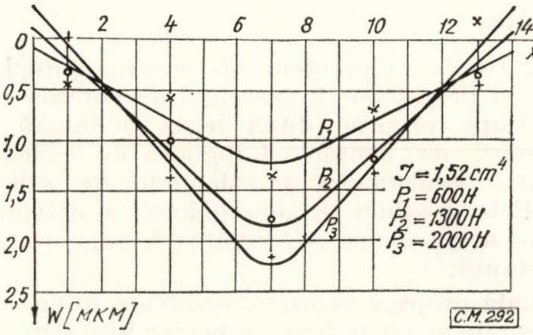


Fig. 5

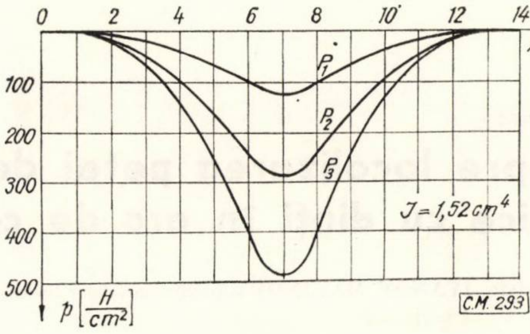


Fig. 6

Contactul se „deschide'' dacă solicităm corpul cu o forţă $P = P_{cr}$. Mărimea ei se determină din (10), rezolvînd ecuaţia (4) cu $l = L$ şi $w = 0$. Cu mărirea lui P lungimea de contact se micşorează (fig. 4), modificarea ei fiind cea mai intensă în zona micilor solicitări. Dependenţa lui l de solicitare este validă numai pentru sistemele nelineare (în condiţii statice). După legea lineară a deformării de contact $l = \text{const}$ [2, 5].

Distribuirea deplasărilor (fig. 5) şi a presiunilor de contact (fig. 6) pe lungimea corpului este neuniformă. Media acestor distribuţii, care se capătă dacă neglijăm elasticitatea proprie, ar duce la erori mari. Această concluzie reiese din faptul că presiunea maximă de contact întrece de cîteva ori media.

Distribuirea teoretică a deplasărilor pe lungimea corpului a fost verificată pe un stand special construit. Preliminar au fost determinaţi în mod experimental coeficienţii c_1 şi n_1 după legea deformării de contact. Datele experimentale sînt confruntate cu rezultatele teoretice (arătate cu linii compacte pe fig. 5). Deplasările măsurate sînt similare cu cele calculate. Diferenţe mai mari se observă la capetele corpului, care se explică prin influenţa factorilor accidentali.

Concluzii

Este rezolvată problema determinării deplasărilor şi presiunilor în sistemul de contact cu elasticitate proprie după legea nelineară a deformării de contact. Lungimea de contact nu este permanentă, ci depinde de solicitare. Este posibilă o „deschidere" a sistemului, în urma căreia se micşorează capacitatea ei portantă.

Metoda propusă pentru o rezolvare numerică aproximată se poate folosi şi pentru alte sisteme de contact. Rezultatele pot fi utilizate la calculul fusurilor, îmbinărilor prin bolţuri etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kraghelskii, I.V.* Trenie i iznos, Maşinostroenie, M. 1968.

[2] *Levina, E.M., D.N. Reşetov,* [Kontaktnaia jostkost maşin, Maşinostroenie, M. 1971.

[3] *Râjov, E.V.* Kontaktnaia jostkost detalei maşin, Maşinostroenie, M. 1966.

[4] *Danov, G.* Vârhu zataciata na mehanica na konformnite povarhnini Doklad na iubileinata naucina sesia na VMEI „Lenin", Sofia, mai, 1970.

[5] *Danov, G.* Normalni premestvania na edna prekasnata kontaktna sistema, Maşinostroenie, N. 12, 1970.

[6] *Danov, G.* Edin savremenen aspect na contactnata mehanica. Doclad na naţionalnata conferenţia po teoreticina i prilojna mehanica. Varna, 1969.

[7] *Greenwood, J.A.* The Area of Contact Between Rough Surfaces and Flates, Trans. of. ASME, Ser. F. No. 3, 1966.

[8] *Fraine, J.* Berechnung der Biegeverformung von Führungen, Maschine, 1969, 23. no. 12.

* * *

CZ 621.833.2

Despre localizarea petei de contact la roţile dinţate conice cu dinţi în arc de cerc normal micşoraţi

Ing. Hristo IVANOV MARINOV – licenţiat în ştiinţe tehnice

Cea mai importantă caracteristică a angrenării corecte a roţilor dinţate conice cu dinţi curbi în general şi în particular cu dinţi în arc de cerc este pata de contact. După forma şi locul ei pe suprafaţa dintelui se poate vorbi despre transmisie, despre insensibilitatea ei la mici erori la elaborare, montaj, etc. Iată de ce la cercetarea unei transmisii trebuie neapărat să se verifice poziţia şi forma petei de contact.

Din punct de vedere teoretic angrenarea roţilor dinţate conice cu dinţi în arc de cerc se realizează în puncte de contact. Locul geometric al punctului de contact pe suprafaţa dintelui în teoria angrenării se numeşte linia de angrenare. Într-adevăr, din cauza deformaţiilor elastice atingerea suprafeţelor se realizează pe o suprafaţă numită suprafaţă de contact momentană. Dacă aproximăm suprafeţele dinţilor în orice punct al liniei de angrenare cu suprafeţe parabolice (pînă la infinit de mici de ordinul doi), suprafaţa de contact momentană va reprezenta o elipsă. Deplasîndu-se în procesul angrenării, suprafaţa de contact momentană va descrie pe suprafaţa dintelui pata de contact [1]. Poziţia şi forma suprafeţei de contact momentană este determinată de semiaxele c_1 şi c_2 şi unghiul q (fig. 1).

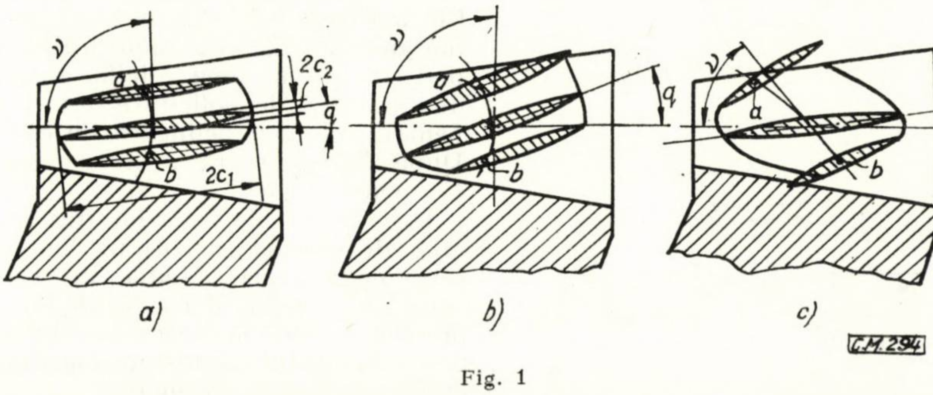


Fig. 1

Este cunoscut că un angrenaj anumit va lucra corect dacă pata de contact este localizată în înălţime şi lungime (fig. 1a). O parte din pata de contact va ieşi în afara suprafeţei dintelui dacă : a) unghiul de contact al suprafeţei q momentane este mai mare (fig. 1b) ;

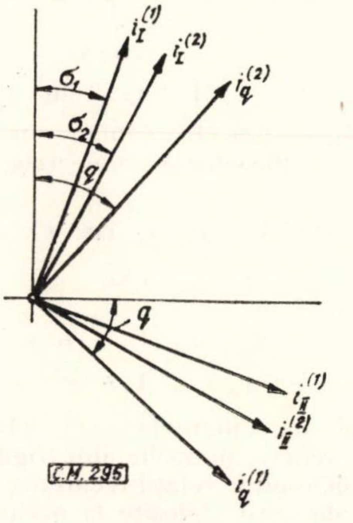


Fig. 2

b) unghiul înclinării liniei de angrenare faţă de linia medie a dintelui ν este mic (este de preferat ca $\nu = 90°$) (fig. 1b) ; c) secţiunea de lucru a liniei de angrenare nu se află în limitele dintelui.

Reglarea unghiului ν se realizează prin aplicarea unor corecţii în schema tehnologică de aşchiere [1, 3]. În literatură [2] este examinată influenţa parametrilor angrenajului, şi corecţiilor schemei tehnologice asupra unghiului q la roţile dinţate conice cu dinţi curbi în arc de cerc de înălţime egală.

În prezentul articol este examinată influenţa parametrilor schemei tehnologice asupra unghiului q şi lungimea petei de contact 2l (fig. 3) pentru roţile dinţate conice cu dinţi normal micşoraţi.

În figura 2 sînt date direcţiile principale $i_j^{(k)}$ $(j = \mathrm{I}, \mathrm{II}\,;\ k = 1,2)$ a suprafeţei dintelui în punctul mediu. Se poate constata că direcţiile axelor suprafeţei de contact momentană $i_q^{(k)}$ se găsesc în secţiunile normale suprafeţelor dinţilor, pentru care distanţa între suprafeţe primeşte valori extreme (cea mai mică şi cea mai mare).

Jocul η la distanţa l de punctul de contact se determină după relaţia [1]

$$\eta = \frac{1}{2}\,l^2\,\varkappa^{(1)} - \frac{1}{2}\,l^2\,\varkappa^{(2)} = \frac{1}{2}\,l^2\,\varkappa^{(P)} \qquad (1)$$

unde

$\varkappa^{(1)}, \varkappa^{(2)}$ — curbura suprafeţelor dinţilor în secţiune normală, care trece prin punctul de contact ;

$\varkappa^{(p)} = \varkappa^{(1)} - \varkappa^{(2)}$ — curbură normală a celor două suprafeţe adusă în secţiunea comună.

Din formula (1) se vede că jocul η este funcţie a curburii aduse $\varkappa^{(p)}$. Valoarea unghiului q pentru care $\varkappa^{(p)} = \varkappa_{\text{э}}^{(p)}$ se poate determina din ecuaţia

$$\frac{\mathrm{d}\varkappa^{(p)}}{\mathrm{d}q} = 0 \qquad (2)$$

Folosind formula lui Euler, putem exprima curbura adusă prin curburile principale ale suprafeţelor dinţilor

$$\varkappa^{(p)} = \varkappa_I^{(1)} \cos^2 (q - \sigma) + \varkappa_{II}^{(1)} \sin^2 (q - \sigma) - \\ - \varkappa_I^{(2)} \cos^2 (q - \sigma) - \varkappa_{II}^{(2)} \sin^2 (q - \sigma_2). \qquad (3)$$

Înlocuim $\varkappa^{(p)}$ din (3) în (2) şi după unele transformări simple avem

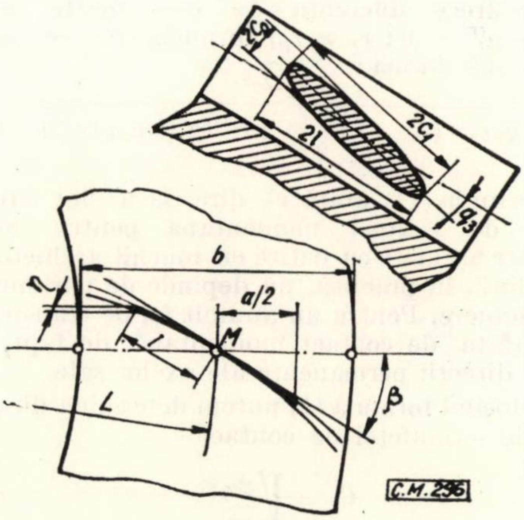
$$q_{\text{э}k} = (k - 1)\frac{\pi}{2} + \\ + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{(\varkappa_{II}^{(1)} - \varkappa_I^{(1)}) \sin 2\sigma_1 - (\varkappa_{II}^{(2)} - \varkappa_I^{(2)}) \sin 2\sigma_2}{(\varkappa_{II}^{(1)} - \varkappa_I^{(1)}) \cos 2\sigma_1 - (\varkappa_{II}^{(2)} - \varkappa_I^{(2)}) \cos 2\sigma_2} \qquad (4)$$

unde

σ_k este unghiul format între direcţiile principale ale suprafeţelor sculei şi cea aşchiată.

Folosind formulele despre curburile principale date în [3] şi [4], formula (4) poate fi scrisă în felul următor

$$q_{\text{э}k} = (k - 1)\frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2\,(F_1 - F_2)}{G_1 - G_2 + \Delta\varkappa}, \qquad (5)$$



Fig, 3

unde

$$F = \frac{a_1^{(i)} \cdot a_2^{(i)}}{B^{(i)}} \qquad (6)$$

$$G = \frac{(a_1^{(i)})^2 - (a_2^{(i)})^2}{B^i} \qquad (7)$$

$$a_1 = i_0 \cos(\delta_i - \Delta_i) \cos\beta, \\ a_2 = i_0 \cos(\delta_i - \Delta_i) \sin\beta \qquad (8)$$

$$\Delta\varkappa = \varkappa_1^{(F)} + \varkappa_1^{(P)} + \frac{r_F - r_P}{r_F\ r_P} \cos\alpha \qquad (9)$$

În formulele (8) şi (9) sînt desemnate cu

$\delta_i (i = 1,2)$ — unghiul conului primitiv;
$\Delta_i (i = 1,2)$ — unghiul conului bazei dintelui;
i_0 — raportul de transmitere al lanţului cinematic de transmitere;
α — unghiul de profil al cuţitului;
$\varkappa_1^{(F)}$ şi $\varkappa_1^{(P)}$ — primele curburi principale la aşchierea roţii dinţate mici 1 respectiv mari 2;
r_F şi r_P — razele vîrfului cuţitului la aşchierea roţii dinţate mici 1 respectiv mari 2.

Valorile lui $\varkappa_{\text{э}k}^{(1)}$ şi $\varkappa_{\text{э}k}^{(2)}$ se vor determina folosind formulele (2) şi (11)

$$\varkappa_{\text{э}1}^{(i)} = \frac{1}{1+\sin^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta}\left[\frac{\cos^2\beta\,(1+\sin^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta)\operatorname{ctg}\delta_i}{L \sin\alpha} - \frac{\cos\alpha}{r_j}\right] \tag{14}$$

$$\varkappa_1^{(i)} = \frac{\cos\alpha}{r_j\,(1+\operatorname{tg}^2\beta \sin^2\alpha)} \tag{15}$$

Din (13), (14) şi (15) pentru curburile aduse minimală şi maximală vom avea respectiv:

$$\varkappa_{\text{э}1}^{(P)} = \frac{1}{1+\sin^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta}\left[\frac{\cos^2\beta\,(1+\sin^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta)(\operatorname{ctg}\delta_1+\operatorname{ctg}\delta_2)}{L\sin\alpha} - \frac{(r_p-r_F)\cos\alpha}{r_P\, r_F}\right] \tag{16}$$

Înlocuim $a_1^{(i)}$ şi $a_2^{(i)}$ din (8) şi (9) în (5), (6) şi (7) şi după unele transformări avem

$$q_{\text{э}k} = (k-1)\frac{\pi}{2} + \frac{1}{2}\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{f \sin\alpha \sin\beta}{f(\cos^2\alpha - \sin^2\alpha \sin^2\beta) + \Delta\varkappa}\right) \tag{10}$$

unde

$$f = \frac{i_0 \cos^2(\delta_1 - \Delta_1)}{B^{(1)}} - \frac{i_0 \cos^2(\delta_2 - \Delta_2)}{\mathrm{B}^{(2)}}$$

Deoarece diferenţa $\Delta\varkappa$ este foarte mică ($\varkappa_1^F = \varkappa_1^{(P)} = 0$; $r_F \approx r_P$) formula (10) se poate scrie sub forma:

$$q_{\text{э}k} = (k-1)\frac{\pi}{2} + \operatorname{arc\,tg}(\sin\alpha \operatorname{tg}\beta) \tag{11}$$

Formula (11) arată că direcţia axelor suprafeţei de contact momentană pentru roţile dinţate aşchiate cu cuţite cu muchii aşchietoare rectilinii, în practică, nu depinde de parametrii de aşchiere. Pentru un anumit fel de transmisie suprafaţa de contact momentană, de fapt, va avea direcţii permanente ale axelor sale.

Folosind formula (1) putem determina dimensiunile suprafeţei de contact

$$C_k = \sqrt{\frac{2\eta m}{|\varkappa_{\text{э}k}|}} \tag{12}$$

În formula (12) ηm este jocul teoretic maxim limitat, la care după angrenaj suprafeţele se vor atinge (fig. 3).

Valorile extreme ale curburii aduse se vor determina după formula

$$\varkappa_{\text{э}k} = \varkappa_{\text{э}k}^{(1)} - \varkappa_{\text{э}k}^{(2)} \tag{13}$$

unde

$\varkappa_{\text{э}k}^{(1)}$ şi $\varkappa_{\text{э}k}^{(1)}$ sînt curburile suprafeţelor în secţiunile respective.

$$\varkappa_{32}^{(P)} = -\frac{r_p - r_F}{r_p\, r_F}\cdot\frac{\cos\alpha}{1+\operatorname{tg}^2\beta \sin^2\alpha} \tag{17}$$

Folosind dependenţele (11), (12) şi (17), avînd în vedere notaţiile din (figura 3, vom căpăta următoarele relaţii recurente între razele capetelor de cuţit, folosite la aşchierea roţilor dinţate *1* şi *2*:

$$r_{H1} = \frac{r_{B2}}{1 - A_k r_{B2}}, \tag{18}$$

$$r_{B1} = \frac{r_{H2}}{1 + A_k r_{H2}}, \tag{19}$$

unde

$$A_k = \frac{8\eta m}{\cos\alpha}\left(\frac{\cos\beta}{\Phi_b}\right)^2,$$

$\Phi = \dfrac{2l}{b}$ este gradul de localizare a petei de contact în lungime (practic se acceptă $\text{Ø} = 0{,}6 + 0{,}8$) (fig. 3);
$r_{Hi} (i = 1,2)$ — razele de aşchierea flancului concav al dintelui, pentru roata dinţată *1* respectiv *2*;
$r_{bi} (i = 1,2)$ — razele la aşchierea flancului convex al dintelui roţii dinţate *1* respectiv *2*.
b — lăţimea coroanei dinţate.

Razele determinate de (18) şi (19) garantează gradul de localizare dorit al petei de contact în lungime.

Pe baza cercetării de mai sus se pot trage următoarele concluzii:

1. Modificarea localizării contactului în înălţime la roţile dinţate conice cu dinţi în arc de cerc este imposibil să fie realizată pe seama introducerii unei corectări în schema tehnologică în timpul aşchierii. Localizarea în înălţime poate fi ameliorată dacă se micşorează unghiul spiralei β transmisiei, sau roţile

dinţate vor fi aşchiate cu cuţite cu muchie aşchietoare curbilinie.

2. Este întotdeauna posibil să fie ajuns gradul dorit de localizarea contactului în lungime. Este suficient pentru aceasta să fie alese axele potrivite ale vîrfurilor cuţitelor (care satisfac relaţiile (18) şi (19)).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Litvin F.L.* Teoria zubciatih zaţeplenii, M. 1968.

[2] *Litvin F.L., Marinov H.I., Rubţov V.N. Timofeev B.D.* Osobennosti obrazovania piatna kontakta conicesdih coles a krugovimi zubiami. Stanki i instrument. Nr. 6. 1971 g.

[3] *Marinov H.I.* Sintez na konusni zăbni kolela s krǎgovi normalno ponijavaşti se zǎbi. Godişnik na VIMMESS, t. 15, 1972 g.

[4] *Litvin F.L.* Obobştenie formuli Eilera-Savari i opredelenie zavisimostei mejdu glavnimi kriviznami poverhnostei zubev v prostranstvennoi zaţeplenii. Maşinostroene Nr. 6, 1970.

CZ 669.131.001.5

Influenţa cromului, nichelului şi a cuprului asupra densităţii fontei perlitice albastre

Ivan V. BAKARDJIEV

Densitatea ρ (g/cm^3) este o proprietate fizică a fontei, care determină prezenţa microcorpilor în structura eboşei. La fonta perlitică cenuşie slab aliată, structura şi prezenţa microcorpilor se determină printr-o tehnologie permanentă pentru realizarea eboşelor, ca : grosimea pereţilor, capacitatea de acumulare a formei etc. din conţinutul fontei iniţiale şi din felul şi cantitatea elementului aliat.

O mare influenţă asupra densităţii fontei o are procesul de grafitizare.

Densitatea se află într-o legătură directă cu proprietăţile de rezistenţă şi cu unele proprietăţi de exploatare a fontei, ca etanşeitate etc.

Dobîndirea eboşelor de fontă cu o densitate mai mare reprezintă o problemă de o mare importanţă practică.

În literatură [1, 2] se întîlnesc cercetări şi relaţii analitice în special asupra densităţii fontei nealiate cenuşii. Este descrisă influenţa elementelor, care de obicei se află în fontă, cum este carbonul, siliciul şi fosforul, precum şi aluminiul, care în mici cantităţi au o acţiune puternic grafitizantă. Sînt propuse următoarele relaţii analitice [1] :

$$\rho = 8{,}1 - 0{,}22\ \mathrm{C} - 0{,}07\ \mathrm{P} \qquad (1)$$

$$\rho = 7{,}87 - 0{,}05\ \mathrm{Si} - 0{,}55\ \mathrm{Al} \qquad (2)$$

unde :

C, Si, P şi Al sînt, respectiv, cantitatea elementelor în %. Ecuaţiile indicate (1) şi (2) sînt destul de inexacte, deoarece nu iau în considerare cantitatea grafitului sau gradul de grafitizare.

Ecuaţia (2) este relativ mai exactă în ceea ce priveşte determinarea densităţii fontei feritice.

La fonta perlitică slab aliată, în afară de cantitatea şi tipul grafitului, densitatea se determină şi prin etanşarea bazei metalice sub acţiunea elementului aliabil.

În literatură nu se găsesc cercetări şi relaţii care să ia în considerare influenţa gradului de eutectic — S , care poate fi luat ca o măsură cantitativă de grafitizare, asupra densităţii fontei. Nu este examinată de asemenea influenţa elementelor aliabile de bază cum sînt cromul, nichelul şi cuprul.

Cum a fost spus mai sus, densitatea fontei se află într-o legătură logică cu proprietăţile ei mecanice şi mai ales cu rezistenţa la întindere şi duritatea. În literatură nu sînt date relaţii care să exprime dependenţa arătată.

În lucrarea prezentată sînt cercetate : a) modificarea densităţii fontei după gradul de eutectic şi cantitatea elementului aliabil — crom, nichel, cupru, şi b) legătura densităţii cu rezistenţa la întindere şi cu duritatea.

Densitatea fontei este determinată cu ajutorul unui pecnometru pentru corp solid. Probele de cercetare sînt tăiate sub partea conică a probei combinate, arătate în figura 1. Conţinutul chimic al fontei cercetate este dat în tabela 1. Fonta a fost topită într-un cuptor inductiv cu vatră acidă.

În timpul topirii fonta este preîncălzită pînă la temperatura de 1420—1440°C. Alierea cu ferocrom şi nichel în grăunţi a fost executată în cuptor, iar cuprul a fost adăugat la găleata vărsată.

Rezultatele sînt elaborate după metodele statisticii matematice [3]. Mai întîi este cercetată dependenţa densităţii fontei de gradul de eutectic — S_c şi cantitatea elementului respectiv.

Au fost căpătate următoarele relaţii de legătură :

a) la alierea fontei cu crom :

$\rho = 0{,}739\ S_c + 0{,}056\ \mathrm{Cr} + 7{,}9240.$

Coeficient sumar de corelaţie

$R = 0{,}911.$

Coeficienţi particulari de corelaţie

$$r_{Sc.\rho\,(Cr)} = -\,0{,}910$$

$$r_{Cr.\rho\,(Sc)} = +\,0{,}604.$$

Dispersie

$$\delta = 0{,}055\,;$$

b) la alierea fontei cu nichel:

$$\rho = 0{,}672\ S_c + 0{,}019\ \mathrm{Ni} + 7{,}831.$$

Coeficient sumar de corelaţie

$$R = 0{,}983.$$

Coeficienţi particulari de corelaţie

$$r_{Sc.\rho\,(\mathrm{Ni})} = -\,0{,}980$$

$$r_{\mathrm{Ni}.\rho\,(Sc)} = 0{,}850.$$

Dispersie

$$\sigma = 0{,}054\,;$$

c) la alierea fontei cu cupru:

$$\rho = -\,0{,}568\,S_c + 0{,}019\ \mathrm{Cu} + 7{,}785.$$

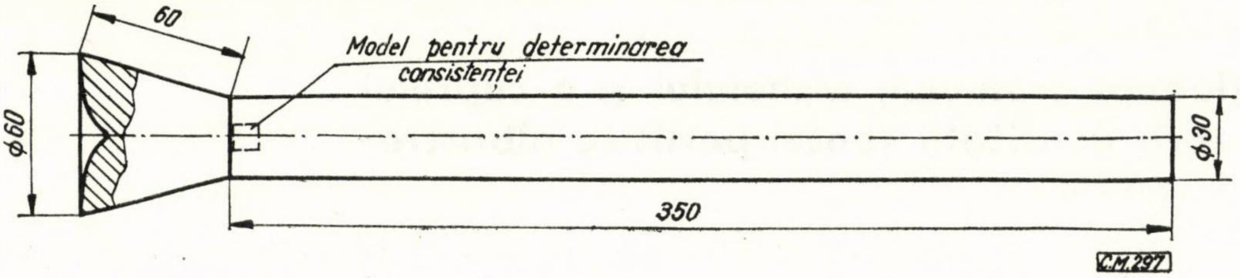


Fig. 1

Coeficient sumar de corelaţie

$$R = 0{,}976.$$

Coeficienţi particulari de corelaţie

$$r_{Sc.\rho(\mathrm{Cu})} = -\,0{,}970$$

$$r_{\mathrm{Cu}.\rho(Sc)} = +\,0{,}850.$$

Dispersia

$$\sigma = 0{,}054,$$

unde:

S_c este gradul de eutecticitate a fontei iniţiale

$$S_c = \frac{C}{4{,}26 - 0{,}317\ \mathrm{Si} - 0{,}33\,\mathrm{P}}\,;$$

C, Si şi P — cantităţile respective de elemente în %.

Relaţiile dobîndite ne dau posibilitatea în mod analitic să determinăm densitatea fontei cu un grad diferit de eutecticitate la alierea cu crom, nichel şi cupru. Din relaţii se vede că, cu mărirea gradului de eutecticitate, adică cu mărirea capacităţii de grafitizare a fontei, densitatea se micşorează. Dacă se adaugă crom, nichel şi cupru, densitatea fontei se măreşte.

Relaţiile dobîndite ne permit tot aşa să determinăm şi influenţa specifică a elementului aliabil faţă de densitatea fontei. Această influenţă se determină de coeficienţii faţă de conţinutul elementului şi poate fi numită ,,factor aliabil — FA_c''.

Tabela 1

Nr.	Conţinutul elementelor în %							
	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu
1	3,40	0,40	2,65	0,117	0,107			
2	3,15	0,38	2,36	0,107	0,083			
3	2,88	0,36	2,30	1,07	0,074			
4	3,30	0,39	2,70	0,120	0,107	0,45		
5	3,38	0,39	2,65	0,115	0,09	0,67		
6	3,38	0,39	2,60	0,114	0,107	0,97		
7	3,24	0,26	2,75	0,117	0,103	1,39		
8	3,10	0,36	2,38	2,38	0,107	0,083	0,42	
9	3,12	0,36	2,40	0,113	0,076	0,68		
10	3,12	0,37	2,32	0,117	0,09	0,87		
11	2,99	0,35	2,44	0,110	0,086	1,66		
12	2,79	0,40	2,38	0,107	0,068	0,28		
13	2,80	0,38	2,40	0,113	0,078	0,56		
14	3,14	0,36	2,32	0,107	0,072	0,84		
15	2,85	0,38	2,35	0,116	0,072	1,10		
16	3,25	0,42	2,72	0,121	0,081	—	0,78	
17	3,38	0,40	2,60	0,135	0,102	—	1,35	
18	3,30	0,33	2,80	0,140	0,085	—	2,18	
19	3,37	0,38	2,65	0,120	0,093	—	3,03	
20	3,08	0,42	2,40	0,113	0,080	—	0,65	
21	3,04	0,42	2,36	0,118	0,066	—	1,42	
22	3,12	0,41	2,30	0,120	0,082	—	2,01	
23	3,04	0,36	2,47	0,110	0,073	—	3,01	
24	2,80	0,40	2,31	0,107	0,077	—	0,75	
25	2,75	0,40	2,40	0,118	0,080	—	1,38	
26	2,75	0,44	2,30	0,120	0,070	—	2,20	
27	2,70	0,40	2,28	0,113	0,068	—	2,92	
28	3,32	0,39	2,68	0,115	0,074	—	—	0,60
29	3,44	3,08	2,52	0,111	0,077	—	—	1,02
30	3,28	0,38	2,69	0,124	0,080	—	—	2,08
31	3,30	0,32	2,76	0,130	0,095	—	—	3,20
32	3,18	0,32	2,30	0,107	0,063	—	—	0,64
33	3,10	0,38	2,46	0,115	0,075	—	—	1,16
34	3,15	0,39	2,40	0,124	0,069	—	—	2,24
35	3,12	0,34	2,36	0,111	0,070	—	—	3,10
36	2,76	0,41	2,30	0,117	0,067	—	—	0,80
37	2,81	0,42	2,20	0,115	0,070	—	—	1,40
38	2,74	0,40	2,32	0,120	0,074	—	—	2,18
39	2,75	0,37	2,28	0,110	0,068	—	—	3,15

Factorul aliabil FA_c în cazul de faţă arată care este influenţa asupra densităţii fontei la 1 % din elementul dat şi anume:

a) la alierea fontei cu crom $- FA_c = 0{,}056$;
b) la alierea fontei cu nichel $- FA_c = 0{,}019$;
c) la alierea fontei cu cupru $- FA_c = 0{,}019$.

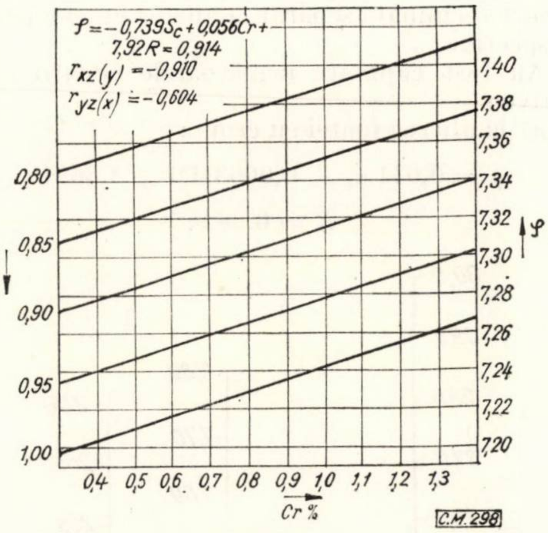


Fig. 2

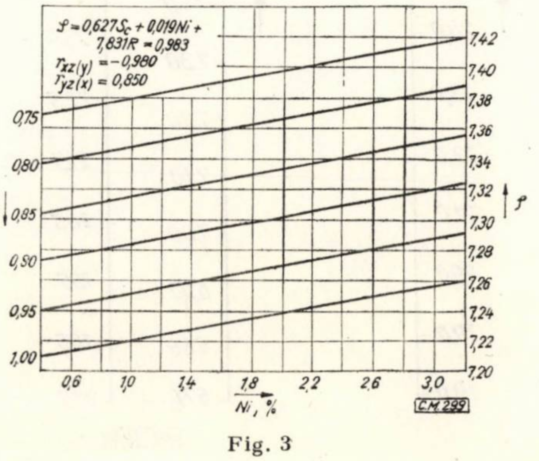


Fig. 3

După cum se vede din valorile factorilor aliabili, cea mai mare este aceea cu cromul. Aceasta cu totul logic, avînd în vedere că cromul nu exercită o acţiune de grafitizare, ci din contră el reprezintă un element care formează o mare cantitate de carburi şi, în timpul cristalizării primare a fontei, formează greu carburi fuzibile de tipul (Fe, Cr)$_3$C sau Cr$_7$C$_2$.

Deci cromul nu numai aliază reţeaua feritei, dar carburile lui pot fi folosite ca centre de cristalizare, care pot duce la realizarea unei structuri cu granulaţie mai fină şi mai densă.

Nichelul şi cuprul exercită aceeaşi influenţă asupra densităţii fontei. Indiferent de faptul că ele au o acţiune grafitizatoare la cristalizarea eutectică, totuşi duc la îmbunătăţirea durităţii fontei, deoarece fac o etanşare a bazei metalice — reţeaua feritei.

Înalta valoare a coeficientului sumar de corelaţie R arată că legătura de corelaţie examinată este foarte puternică. Pentru a ilustra relaţiile analitice căpătate sînt construite diagramele arătate în figurile 2, 3 şi 4. Figura 2 arată grafic relaţia analitică a influenţei simultane a cromului şi gradului de eutecticitate asupra densităţii fontei. Figura 3 dă grafic influenţa simultană a nichelului şi gradului de eutecticitate asupra densităţii fontei. Figura 4 arată influenţa simultană a cuprului şi gradului de eutecticitate asupra densităţii fontei.

Pentru uşurarea muncii, în practică relaţiile analitice sînt date şi ca nomograme (fig. 5, 6, 7 [4]).

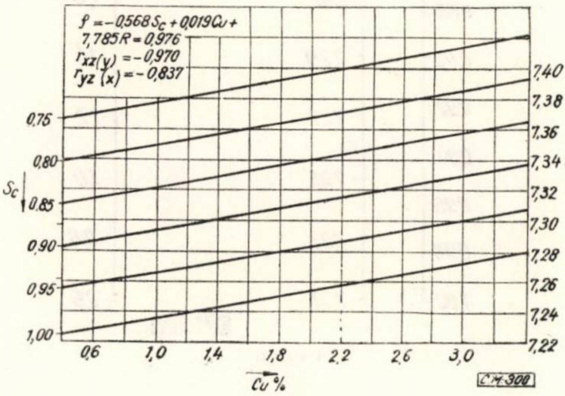


Fig. 4

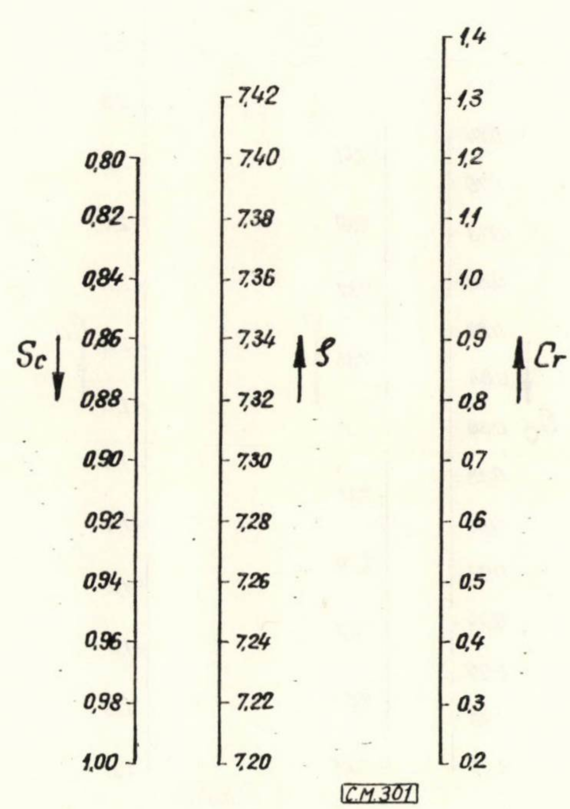


Fig. 5

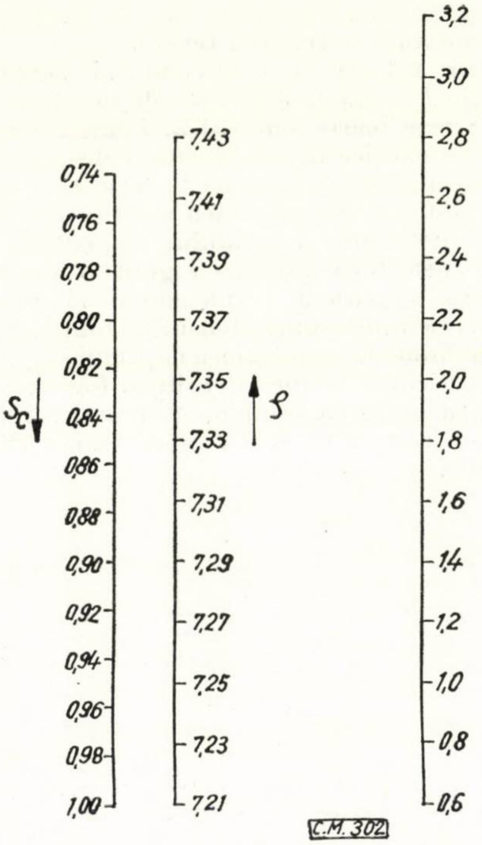


Fig. 6

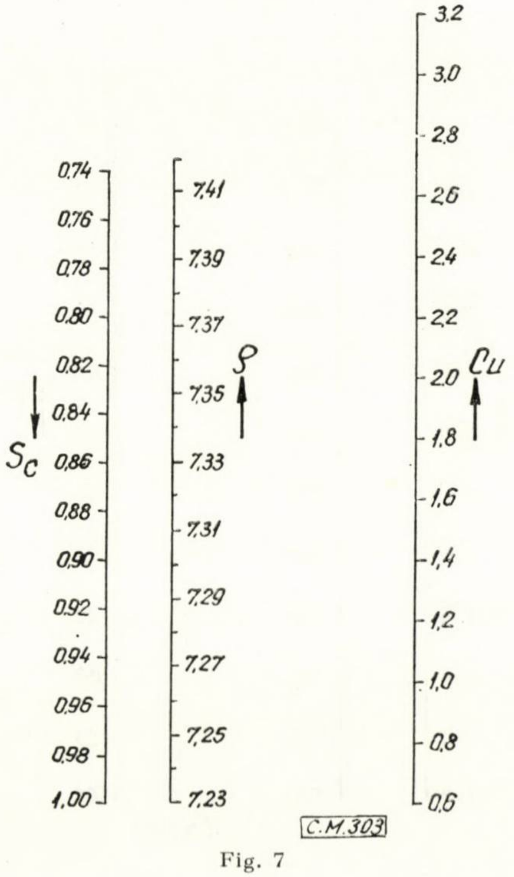


Fig. 7

Aşa cum a fost spus la început, a fost examinată şi legătura durităţii fontei cu calităţile ei mecanice — rezistenţa la întindere şi duritate.

Din cauza influenţei specifice a elementelor crom, nichel şi cupru asupra rezistenţei la întindere şi durităţii fontei, această dependenţă este determinată separat la alierea cu elementele respective.

Au fost căpătate următoarele ecuaţii corelative:

a) la alierea fontei cu crom:

$$\rho = 0{,}041\,\sigma_B + 0{,}0063\text{HB} + 4{,}8681;$$

$$R = 0{,}984;$$

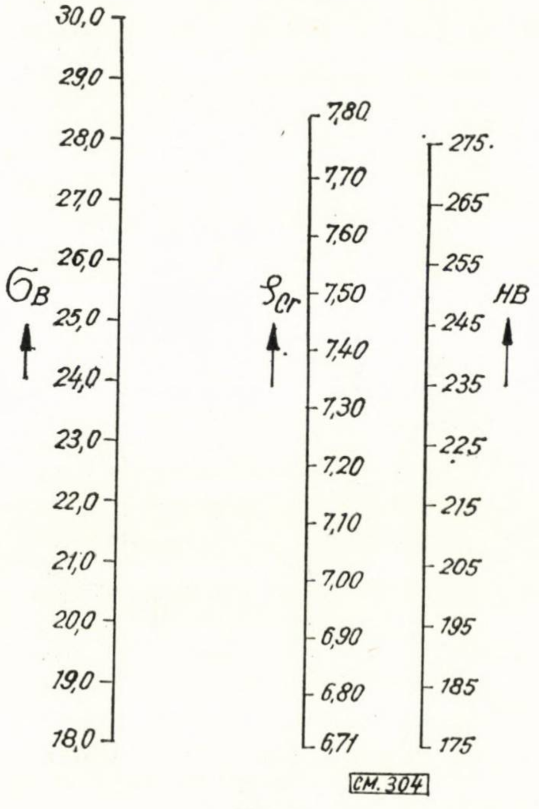


Fig. 8

$$\sigma_B = 18\ldots30;\ \text{HB} = 179\ldots269;$$

b) la alierea fontei cu nichel:

$$\rho = 0{,}0822\,\sigma_B + 0{,}009\ \text{HB} + 3{,}3215;$$

$$R = 0{,}894;$$

$$\sigma_B = 18\ldots29;\ \text{HB} = 137\ldots241;$$

c) la alierea fontei cu cupru:

$$\rho = 0{,}0743\,\sigma_B + 0{,}109\,\text{HB} + 2{,}860;$$

$$R = 0{,}945;$$

$$\sigma_B = 18\ldots27;\ \text{HB} = 137\ldots241.$$

Valoarea înaltă pe care o vedem şi aici la coeficientul sumar de corelaţie arată prezenţa unei legături puternice de corelaţie între mărimile examinate. Valorile diferite ale coeficienţilor faţă de membrii respectivi arată ,,greutatea'' respectivă a capacităţii date faţă de densitate, sau cu modificarea densităţii fontei se schimbă şi calitatea ei de rezistenţă la alierea cu elementul respectiv. Figurile 9, 8 şi 10 reprezintă nomograme, construite pe baza relaţiilor analitice între calităţile mecanice şi densitatea fontei aliate cu crom, nichel şi cupru.

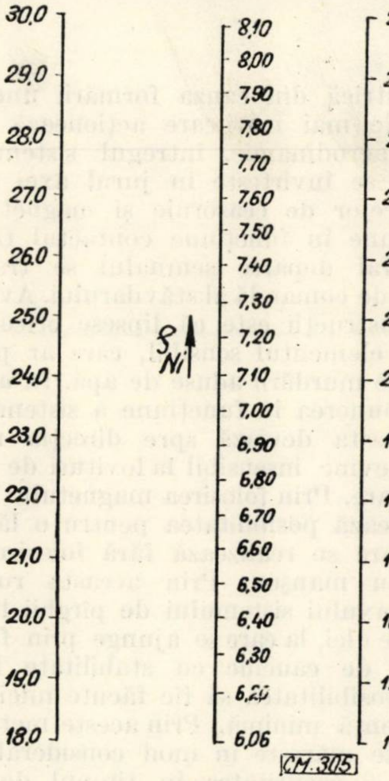

30,0
29,0
28,0
27,0
26,0
25,0
σ_B
24,0
23,0
22,0
21,0
20,0
19,0
18,0
8,10
8,00
7,90
7,80
7,70
7,60
7,50
7,40
7,30
7,20
S_{Ni}
7,10
7,00
6,90
6,80
6,70
6,60
6,50
6,40
6,30
6,20
6,06
260
250
240
230
220
210
HB
200
190
180
170
160
150
140
CM.305

Fig. 9

Concluzii

1. Este dovedită legătura strînsă ce există între densitatea fontei de o parte şi gradul de eutecticitate S_c şi cantitatea elementelor de aliere crom, nichel şi cupru — pe de alta.

2. Sînt determinaţi factorii aliabili FA_c ai elementelor crom, nichel şi cupru faţă de densitatea fontei.

3. Este determinată în mod analitic legătura între densitatea şi calităţile de rezistenţă — rezistenţă la întindere şi duritatea fontei aliate cu crom, nichel şi cupru.

4. Sînt obţinute nomograme pentru determinarea densităţii fontei aliate cu crom, nichel şi cupru, cînd este cunoscut conţinutul chimic sau calităţile ei mecanice.

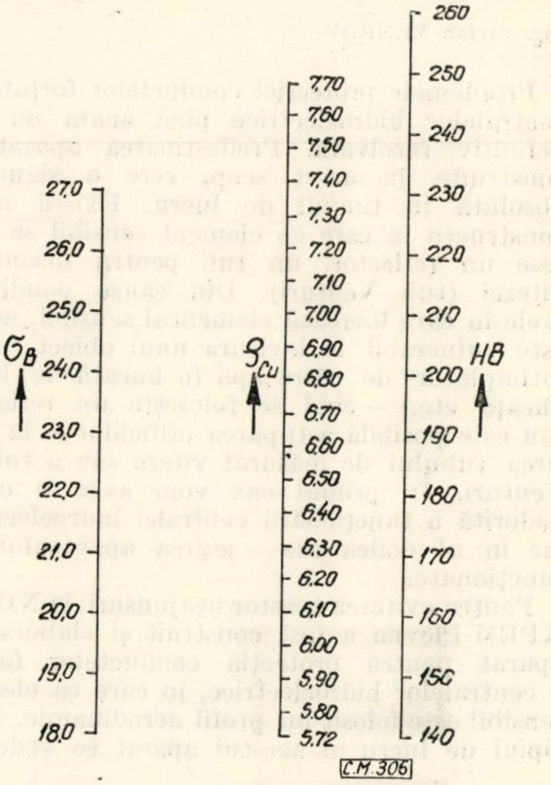

27,0
26,0
25,0
σ_B
24,0
23,0
22,0
21,0
20,0
19,0
18,0
7,70
7,60
7,50
7,40
7,30
7,20
7,10
7,00
ϱ_{Cu}
6,90
6,80
6,70
6,60
6,50
6,40
6,30
6,20
6,10
6,00
5,90
5,80
5,72
260
250
240
230
220
210
HB
200
190
180
170
160
150
140
CM.306

Fig. 10

Cercetările prezentate dau posibilitatea de a fi prognozată densitatea fontei cînd conţinutul chimic sau calităţile ei de rezistenţă sînt cunoscute.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ghirşovici, N.G.* Cristalizaţia i svoistva ciuguna v otlivkah. Maşinostroene, M. 1966.

[2] *Pivovarski, Z.* Visokocacestvenii ciugun I i II g. Nauka, M. 1965.

[3] *Karasev, A.I.* Teoria veroiatnostei matematiceskaia statistica. Statistica, M. 1970.

[4] *Glagolev, N.A.* Curs nomografii ,,Visşaia şcola'', 1961.

◆

CZ 627.844-76

Construcţia şi caracteristicile statice ale unui aparat pentru protecţia conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice

Ing. Stefan VENKOV

Problemele protecţiei conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice pînă acum nu este definitiv rezolvată. Predestinarea aparatelor, construite în acest scop, cere o siguranţă absolută în timpul de lucru. Există multe construcţii în care ca element sensibil se folosesc un reflector, un tub pentru măsurarea vitezei (tub Venturi). Din cauza condiţiilor grele în care lucrează elementul sensibil, acesta este vulnerabil la lovitura unui obiect purtat întîmplător de către apă (o bucată de lemn, gheaţă etc.) — cînd se foloseşte un reflector, sau este posibilă astuparea orificiilor — la folosirea tubului de măsurat viteza sau a tubului Venturi. În primul caz vom avea o oprire nedorită a funcţionării centralei hidroelectrice, iar în al doilea caz — ieşirea aparatului din funcţionare.

Pentru evitarea acestor neajunsuri, la NIPKI-KPEM-Plevna a fost construit şi elaborat un aparat pentru protecţia conductelor forţate a centralelor hidroelectrice, în care ca element sensibil este folosit un profil aerodinamic. Principiul de lucru al acestui aparat se vede din figura 1. În starea de pornire (viteza mijlocie a apei în conducta forţată — V_0, care corespunde funcţionării tuturor turbinelor în plină solicitare), întregul sistem mobil se găseşte, sub acţiunea forţelor aplicate aspra lui, în stare de echilibru. La mărirea vitezei apei, ca rezultat al ruperii conductei forţate, echilibrul se strică din cauza formării unei forţe ascensionale mai mari care acţionează asupra profilului aerodinamic, întregul sistem mob i de pîrghii se învîrteşte în jurul axei sale în direcţia acelor de ceasornic şi magnetul permanent pune în funcţiune contactul fiolei cu mercur. Mai departe semnalul se transmite sistemului de comandă al stăvilarului. Avantajul acestei construcţii este că lipsesc orice fel de orificii pe elementul sensibil, care ar putea fi astupate de murdării aduse de apă. În afară de asta, la punerea în funcţiune a sistemului de pîrghii, acesta deviază spre direcţia mişcării apei şi el devine insensibil la lovituri de obiecte întîmplătoare. Prin folosirea magnetului permanent se crează posibilitatea pentru o lăgăruire internă, care se realizează fără folosirea unei etanşări cu manşon. Prin aceasta rulmenţii cu ace ai axului sistemului de pîrghii lucrează în mediu de ulei, la care se ajunge prin folosirea silfoanelor de cauciuc cu stabilitate la ulei, dîndu-se posibilitatea să fie făcute mici rotaţii cu o rezistenţă minimă. Prin aceste metode de lăgăruire se măreşte în mod considerabil sensibilitatea şi securitatea în timpul de lucru.

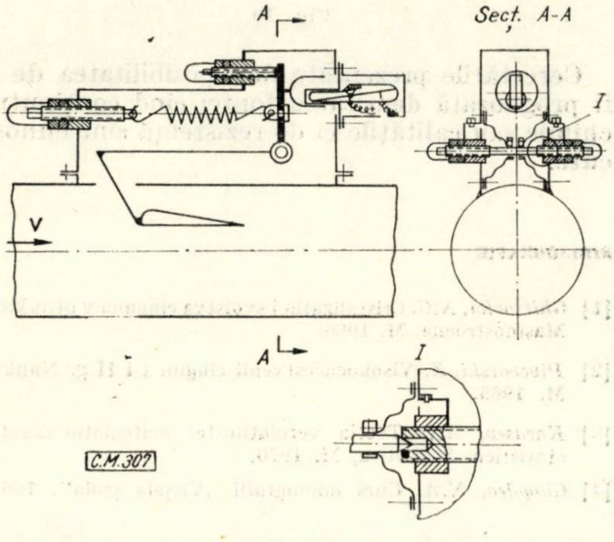


Fig. 1

Cu scopul de a se evita posibilitatea de agăţare a diferitelor obiecte pe aripă şi sistemul de pîrghii, acestea au o înclinare spre direcţia mişcării apei. Deoarece profilul aerodinamic şi ansamblul sistemului de pîrghii, care se găseşte în conductă, primesc în mod permanent formă aerodinamică din cauza apei, există un pericol minimal ca asupra lor să se lipească particule fine, ce ar fi dus la modificarea calităţii profilului, respectiv la deteriorarea aparatului.

Cercetările au fost efectuate în laboratorul catedrei „Maşini hidraulice" la VMEI „Lenin"—Sofia. A fost folosită o pompă diagonală cu un debit maximal de 0,375 m^3/s, care lucra într-un circuit închis. Debitul a fost măsurat cu ajutorul unei diafragme etalonate normale cu diametru 322,5/400 mm, situată la o distanţă de 4220 mm după aparatul în direcţia mişcării apei. Pentru montajul lui în circuitul închis al stratului a fost folosită o conductă de o lungime totală de 2960 mm, compusă din trei sectoare confuzor — 500 mm, sector drept cu diametru 300 mm şi lungime 1940 mm, în mijlocul căruia a fost aşezat aparatul însuşi şi un difuzor de 520 mm. Experienţele au fost executate cu o viteză a apei medie în conductă, care corespunde celei mai des întîlnite viteze de exploatare (1,39 pînă la 4 m/s).

Scopul cercetării aparatului pentru protecţia conductelor forţate a fost acela de a găsi caracteristicile lui ţeoretice şi experimentale statice, adică să fie determinată dependenţa între

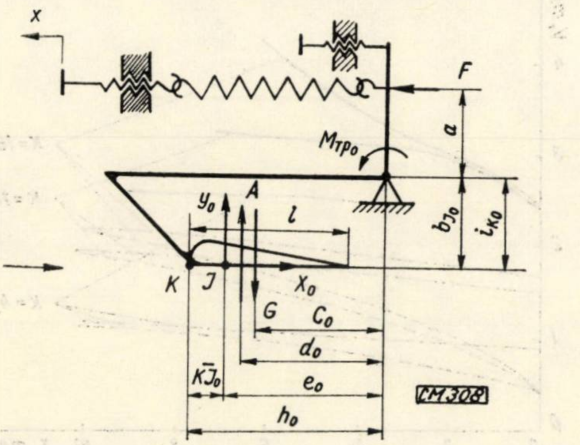


Fig. 2

tensiunea resortului pentru acordarea, unghiul de atac al profilului şi viteza apei la care forţa ascensională învinge forţa resortului, forţa de frecare în rulmenţi, masa, precum şi celelalte forţe de rezistenţă, realizînd intrarea în funcţiune a fiolei cu mercur, după care să fie făcută o apreciere necesară intrării lui în exploatare.

Forţele care acţionează asupra părţilor mobile şi dimensiunile geometrice respective în condiţii iniţiale, sînt date pe figura 2; (b_{I0} şi i_{K0} sînt distanţele verticale de la axă pînă la punctul I şi K).

Din condiţia de echilibru a momentelor la unghiul de atac al profilului $\delta = 0$ rad avem:

$$F_a - Y_0 e_0 + X_c B_{I0} + G_{c0} - A_{d0} + M_{fr0} = 0 \quad (1)$$

unde

F este forţa de tensiune în resort;
Y_0 — forţa ascensională;
X_0 — forţa de rezistenţă (numai cu forma aerodinamică a profilului);
G — masa părţilor mobile;
A — forţa lui Arhimede;
M_{fr0} — moment de fricţiune în rulmenţi.

Deoarece deviaţia sistemului de pîrghii faţă de poziţia de ieşire este mică, măsurăm tensiunea resortului după deplasarea şurubului de reglare pe axă şi acceptăm că forţa F nu are componentă verticală şi modulul ei este permanent egal cu a (dacă $\delta = 10 \frac{\pi}{180}$ rad eroare este aproximativ 1,5%). Deoarece momentul de frecare M_{fr0} la felul de rulmentare pe care l-am ales este foarte mic, mai departe nu-l luăm în considerare.

Valorile X, Y, b, c, d, şi e sînt funcţia unghiului de atac δ. În afară de aceasta X şi Y se găsesc în dependenţă pătratică de viteza v.

Să examinăm ecuaţia (1) pentru o poziţie arbitrară a profilului aerodinamic luînd în vedere condiţiile date. Luăm în considerare la fel că

$$F = k\,(X_0 + X) \quad (2)$$

unde

k — este constanta resortului;
X_0 — tensiunea preliminară;
X — tensiunea suplementară.

În afară, de aceasta

$$Y = C_y f \rho \frac{V^2}{2} \quad (3)$$

$$X = C_x f \rho \frac{V^2}{2} \quad (4)$$

unde

C_y, C_x — sînt coeficienţii de întreţinere şi rezistenţă;
ρ este consistenţa (densitatea) apei în conductă;
f — suprafaţa de contur a aripei.

Pentru unghiul de atac dat δ şi dimensiunile geometrice ale profilului determinate

$$Y = k_1 v^2 \quad (5)$$

$$X = k_{22} v^2 \quad (6)$$

Aici

$$K_1 = C_y f \rho / 2, \quad (7)$$

$$K_2 = C_x f \rho / 2 \quad (8)$$

După înlocuirea ecuaţiilor (2), (5) şi (6) în (1) avem

$$K(X_0 + X) = \frac{k_1 e - k_2 b_j}{a} V^2 - \frac{G_c - A_d}{a} \quad (9)$$

sau pentru viteza

$$V = \sqrt{\frac{k(X_0 + X) + K_3}{K_4}} \quad (10)$$

unde

$$K_3 = \frac{G_c - A_d}{a} \quad (11)$$

$$K_4 = \frac{K_1 e - K_2 b_j}{a} \quad (12)$$

În (10) K_3 exprimă influenţa masei părţilor mobile şi forţa lui Arhimede, iar K_4 caracterizează calitatea profilului.

Din (10) putem determina viteza apei în conducta forţată, necesară pentru reţinerea echilibrului, în dependenţa de tensiunea iniţială şi suplimentară a resortului la dimensiuni geometrice date şi unghiul de atac al profilului, precum şi la o anumită constantă a resortului. Se vede că acestă viteză este cu atît mai mică cu cît masa părţilor mobile, tensiunea şi constanta resortului (arcului) sînt mai mici şi cu cît calitatea profilului este mai bună.

Pentru construirea grafică a dependenţei $V = V\ (x)$, avînd diferite unghiuri de atac δ, pentru fiecare caz separat se determină modulul forţelor ce acţionează. Astfel

$$c = c_0 \frac{\sin \alpha_G + \delta}{\sin \alpha_G} \tag{13}$$

Aici α_G este unghiul, închis între verticala, care trece prin axa de rotaţie şi linia dreaptă care uneşte această axă cu punctul de aplicare al masei G, dacă $\delta = 0_{rad}$. În acest caz punctul de aplicare al masei şi forţei arhimedice a părţilor mobile coincide şi deci $c_0 = d_0$.

În mod analog

$$h = h_0 \frac{\sin (\alpha_n + \delta)}{\sin \alpha_n} \tag{14}$$

Din figura 2 se vede,că $e = h - KI \cos\delta$ (15)

Poziţia centrului de presiune I o determinăm după formula

$$KI = \frac{C_M l}{c_y \cos \delta + c_x \sin \delta} \tag{16}$$

unde

C_M este coeficientul momentului;

l – este lungimea profilului

După înlocuirea lui (14) şi (16) în (15)

$$e = h_0 \frac{\sin(\alpha_n + \delta)}{\sin \alpha_n} - \frac{c_M l \cos \delta}{c_y \cos \delta + c_x \sin \delta} \tag{17}$$

Aici se acceptă că centrul presiunii coincide cu punctul de aplicare al rezultantei lui X şi Y.

Pentru umărul b_I avem

$$b_I = i_k + \overline{KI} \sin \delta \tag{18}$$

$$i_k = i_{k0} \frac{\cos (\alpha_k + \delta)}{\cos \alpha_k} \tag{19}$$

După înlocuirea lui (16) şi (19) în (18) obţinem

$$b_I = i_{k0} \frac{\cos (\alpha_k + \delta)}{\cos \alpha_k} + \frac{c_M l \sin \delta}{c_y \cos \delta + c_x \sin \delta} \tag{20}$$

Folosind formulele de la (10) pînă la (20), pe figura 3 şi figura 4 au fost trasate caracteristicile statice $V = V\ (x)$ pentru cîteva unghiuri de atac δ avînd tensiuni iniţiale diferite şi caracteristice resortului diferite.

Dimensiunile geometrice au valorile următoare

$C_0 = d_0 = 175$ mm ; $1 = 250$ mm

$h_0 = 392$ mm ; $f = 375$ cm^2 ; $b_{I0} = i_{k0} =$ $= 308$ mm ; $G = 13{,}8$ N

$a = 100$ mm ; $A = 9{,}7$ N

Valorile coeficienţilor C_x, C_y şi C_M se determină din [1] după unghiul de atac δ.

Profilul aerodinamic este ales după Göttingen No 387, care este de bună calitate pentru o mare gamă de valori a lui C_y (respectiv a lui δ).

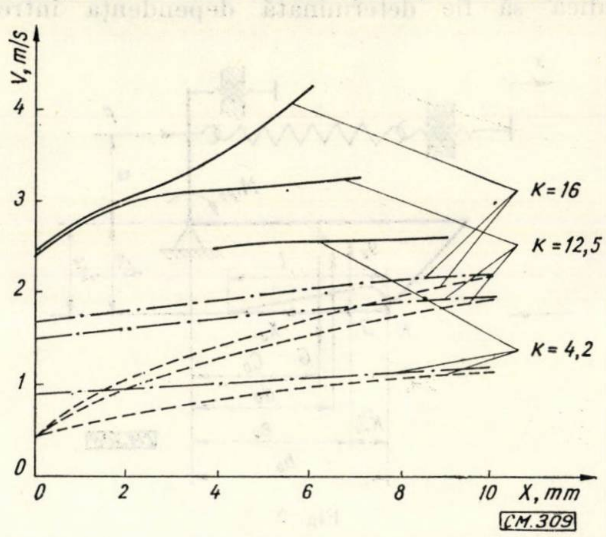


Fig. 3. Caracteristici statice $V = V(x)$ cu parametru K;

——— experimentale ($\delta = 0$; $X_0 = 0$);

–·–·– teoretice $\left(\delta = 7\ \frac{\pi}{180}\ \text{rad},\ X_0 = 13\ \text{mm}\right)$;

– – – teoretice ($\delta = 0$; $X_0 = 0$)

Deoarece în acest caz nu sînt necesare calcule precise, nici nu s-au făcut corecţii lui C_x, C_y şi C_M sau lui δ, din cauza marii întinderi a aripei λ, ci sînt acceptate valorile pentru $\lambda = \infty$ (eroarea este neglijabilă).

Din figurile 3 şi 4 se vede, că după caracterul lor, caracteristicile experimentale şi cele teoretice, în linii generale, coincid. Pentru aceleaşi

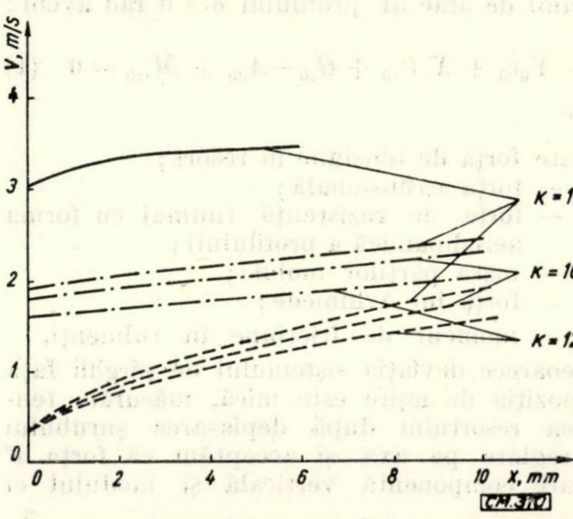


Fig. 4. Caracteristici statice $V = V(x)$, cu parametru K;

——— experimentale $\left(\delta = 3\ \frac{\pi}{180}\ \text{rad},\ X_0 = 0\right)$;

–·–·– teoretice $\left(\delta = 10\ \frac{\pi}{180}\ \text{rad},\ X_0 = 18\ \text{mm}\right)$;

– – – teoretice $\left(\delta\ 3\ \frac{\pi}{180}\ \text{rad},\ X_0 = 0\right)$.

tensiuni ale resortului căpătăm, însă valori considerabil mai mari pentru viteza v cu caracteristicile experimentale. Aceasta apare din cauza acceptării unor ipoteze şi simplificări în deducţia relaţiilor teoretice (neglijarea momentului la frecare, a forţei exercitate asupra sistemului de pîrghii, etc). Diferenţa între caracteristicile experimentale şi teoretice, la început permanentă, mai tîrziu creşte cu mărirea lui χ la resorturile cu o caracteristică mai dură şi cu $\delta = 0$ rad şi se micşorează dacă constantele resortului sînt mai mici (fig. 3). Dacă $\delta = 3\frac{\pi}{180}$ rad, această diferenţă se micşorează continuu cu tensiunea resortului (fig. 4), ceea ce se poate explica cu micşorarea ponderii relative, a forţelor de rezistenţă, care nu sînt luate în considerare, faţă de forţa resortului.

La aparatele de acest tip o mare importanţă are diferenţa dintre viteza nominală v_0 (în poziţie de pornire) şi viteza la care trebuie să fie făcută punerea în mişcare, V_{ab} (de avarie). În condiţii de exploatare, de obicei se cere, ca viteza de punere în mişcare să fie cu 20—25% mai mare decît cea nominală, sau

$$\Delta = \frac{V_{ab} - V_0}{V_0} 100 = (20 \div 25)\% \qquad (21)$$

Dacă acceptăm că unghiul de rotaţie al sistemului de pîrghii, măsurat de la poziţia de ieşire pînă în momentul de punere în mişcare, este $7\frac{\pi}{180}$ rad, atunci din figura 3 se vede, de exemplu, că condiţia (21) este împlinită cu $K = 16$ N/mm pentru $X \geq 6$ mm. În acest caz

$$V_0 \geqslant 1{,}6 \text{ m/s}$$

Valorile lui Δ, conform cu (21) pot fi determinate pentru oricare caracteristică, avînd diferite valori pentru δ şi K. Caracteristicile statice din figurile 3 şi 4 pentru $\delta = 7\frac{\pi}{180}$ rad, $X_0 = 13$ mm şi $\delta = 10\frac{\pi}{180}$ rad, $X_0 = 18$ mm sînt apropiate de cele lineare şi deci dependenţa $V = V(x)$ poate fi simplificată

$$V = V_1 + Kx$$

unde

V_1 este viteza dacă $X = 0$;
K este o constantă.

În figura 4 sînt date caracteristicile statice $V = V(x)$ cu un unghi de atac în poziţie de ieşire $\delta = 3\frac{\pi}{180}$ rad şi în momentul de punere în mişcare $\delta = 10\frac{\pi}{180}$ rad.

Din comparaţia curbelor, trasate la aceeaşi constantă a resortului (în cazul de faţă $K = 16$ N/mm), se vede, că pentru aceleaşi valori ale lui X, valorile lui V sînt mai mari (fig. 3), ceea ce se explică prin micşorarea unghiului de atac. Viteza minimă la care aparatul poate lucra, dacă celelalte condiţii sînt egale, depinde de masa părţilor mobile, de unghiul de atac şi de constanta resortului. Din figurile 2 şi 4 se vede, că prin o alegere bună a caracteristicii resortului şi unghiului de atac al profilului, se poate ajunge la gama dorită de viteze, la care trebuie să lucreze aparatul.

Din ceea ce a fost spus pînă acum se poate trage concluzia, că construcţia examinată poate îndeplini funcţiunile sale de aparat pentru protecţia conductelor forţate la centralele hidroelectrice. Funcţionarea aparatului în viitor, pentru o perioadă mai lungă, în condiţii de exploatare, va determina definitiv calităţile sale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gherov*, V. Hi dravlicini turbomaşini, S. 1955, s. 475—491.

[2] *Venkov St.* Izsledvane i konstruirane na skorostno rele za zaştita na naporni traboprovodi. N-3. NIPKIKPEM-Plevna 1971.

[3] *Gherov* V. Haracteristikii na skorostno rele za naporni traboprovodi. Dogovor Nr. 121/1970. VMEI, Sofia.

* * *

Documentare

Sudostroenie

nr. 9. 1972

M. A. Miselev, N. P. Petrov şi A. I. Rasputnis. **Motoarele diesel 12 CN 18/20 pentru nave de pasageri cu aripi submersibile.**

Motorul naval diesel rapid 12 CN 18/20 marca M-50, creat în 1946, se află încă la baza dezvoltării unor familii de motoare şi de instalaţii diesel. Datorită gabaritelor şi maselor mici, simplităţii constructive şi comodităţii de exploatare, ca şi preţului de cost relativ redus, motoarele de acest tip au cunoscut o largă răspîndire, aducîndu-li-se pe parcurs peste 80 de modificări.

În 1957, motorul M-50 a echipat ca motor principal nava de pasageri cu aripi submersibile Raketa. Progresul continuu al navei a reclamat şi perfecţionarea neîntreruptă a motorului. În 1965 a început fabricaţia de serie a mărcii M 400 de 1000 CP la 1700 rot/min. La realizarea acesteia s-au modernizat aproape toate organele principale ; s-a trecut de la blocurile de cilindri individuali la construcţia monobloc.

Marca M-401 desemnează motorul 12 CN 18/20 în variantă turbosupraalimentată. Echipat cu două turbocompresoare, motorul M 401 este cuplat cu generatorul de curent continuu de 3 kW şi cu prize suplimentare de putere pentru antrenarea compresorului şi pompei hidraulice ale navei. Durata sa de funcţionare pînă la prima revizie este de 2000 ore, iar durata totală — la două revizii — de 4500 ore. Faţă de variantele Precedente (de exemplu faţă de marca M 50 F), motorul M 401 prezintă indici tehnico-economici superiori : consum specific de combustibil la puterea nominală mai mic cu 20 g/CPh, consum specific de ulei mai mic de 1,5 ori, intensitatea zgomotului şi vibraţiilor diminuată.

În 1971 s-au introdus noile tipuri M 401 A şi M 401 V, cu carter de rezistenţă sporită. Aceste motoare asigură un nivel minimal de lucrări şi cheltuieli în organizarea sălii maşinilor pe navă.

În prezent se află în fază de experimentări marca M 401 B, la care cele două durate de funcţionare amintite vor fi extinse pînă la 3000 şi, respectiv, 6000 ore. Se preconizează de asemenea realizarea unui motor naval principal din familia 12 CN 18/20 cu un singur turbocompresor, dispus în partea cuplajului reversibil. Motorulva fi dotat cu amortizor siliconic de vibraţii de răsucire, sistem de comandă automată de la distanţă ş.a.

Experienţa utilizării motoarelor 12 CN 18/20 pe nave cu aripi submersibile indică necesitatea micşorării în continuare a gabaritelor, îndeosebi a lungimii şi lăţimii. În acest şens se apreciază că actualul grad de compactitate, de 16,86 l/m^3, trebuie să fie redus.

În tabela 1 se prezintă parametri fundamentali ai motoarelor moderne din familia 12 CN 18/20 şi ai unor motoare de altă fabricaţie, utilizate pe nave cu aripi submersibile.

G.Z.

Tabela 1

Parametrul	U.R.S.S.			Italia			R.F.G.	
	M 400	M 401 A	M 401 B	CRM 18D/S	CRM 18D/2	CRM 12D/S	MB 820 Db	MB 820 Bb
Puterea maximă, CP	1100	1100	1100	1350	1050	800	1350	1100
Turaţia la puterea maximă, rot/min	1800	1600	1600	2075	1900	1900	1500	1500
Diametrul cilindrului şi cursa pistonului, mm	180/200	180/200	180/200	150/180	150/180	150/200	175/200	175/200
Dispunerea şi numărul cilindrilor	V–12			W–18	W–18	V–12	V–12	V–12
Consumul specific de combustibil, g/CPh la puterea nominală	184	165	165	165	185	173	165	170
la puterea de exploatare	176	162	162	162	180	170	162	167
Consumul efectiv de ulei la puterea nominală, g/CPh	3–6	2,0–4,5	2,0–4,5	2–4	3–5	2–4	2–4	2–4
Gabarite, mm								
lăţime	1220	1250	1250	1540	1340	1400	1400	1380
înălţime	1250	1220	1220	1300	1320	1200	2100	2000
lungime	2600	2700	2700	2940	2940	2800	3460	3420
Litrajul, l	62,4	62,4	62,4	57,2	57,2	36,1	59,2	59,2
Viteza medie a pistonului, m/s	12,0	10,7	10,7	12,4	11,4	11,4	10,3	10,3
Presiunea medie efectivă, kgf/cm^2	8,8	9,9	9,9	10,2	8,7	10,5	13,7	11,1
Puterea specifică, CP/m^3	277	267	267	229	202	170	133	117
Greutatea specifică, kg/CP	1,64	1,82	1,73	1,57	1,74	2,10	3,15	3,73

Sudostroenia, nr. 6, 1972

A. S. Racikov, K. P. Bubnov şi V. A. Evstifeev·
Bacul maritim ,,Sahalin''

Bacul maritim ,,Sahalin'' este destinat transbordării garniturilor de tren şi a altor mijloace de transport prin Strîmtoarea Tătară. Datorită condiţiilor climatice aspre şi particularităţilor hidrologice deosebite în care lucrează, bacul este dotat cu proprietăţi de spărgător de gheaţă şi posedă o manevrabilitate corespunzătoare la deplasarea în ambele sensuri.

Puntea principală a bacului are patru căi ferate pe care pot fi dispuse garnituri de orice tip, încărcate cu vagoane pe patru osii. Încărcarea şi descărcarea se efectuează pe la pupă pe un pod de trecere, deplasarea vagoanelor realizîndu-se cu locomotive simultan pe două căi. Automobilele, tractoarele şi alte maşini cu roţi sînt încărcate şi descărcate prin propulsie proprie.

Pe platforma superioară se află cabinele de locuit: patru cu un loc, zece cu două locuri şi patru cu cîte 12 fotolii basculante. În turnul de la etajul întîi se găseşte salonul şi bufetul, deservite de lifturi. Pasagerii sînt îmbarcaţi prin bordurile părţii de la provă a suprastructurii pentru vagoane. Echipajul, format din 61 persoane este cazat în cabinele de la etajul întîi şi doi.

Corpul navei este realizat în construcţie sudată din oţel, în sistem transversal de asamblare a fundului, bordurilor şi punţii principale. În zona spărgătoare de gheaţă grosimea bordajului este mărită. Pe întreaga lungime a navei, această zonă este prevăzută cu coaste intermediare.

Instalaţia de ancorare, plasată la prova, cuprinde două ancore Holla de 4 t, cu cabluri calibru 53 mm, lungi de 275 m. Tot la pupa se află două vinciuri de amarare cu forţa de tracţiune de 8 t. La pupa, pe punţile superioară şi principală, sînt dispuse cîte două vinciuri electrice.

Bacul are două cîrme (la pupa şi la prova), cu instalaţie de blocare comandată de la distanţă. Instalaţia hidraulică de închidere a suprastructurii pentru vagoane este alimentată de trei pompe electrice de 50 l/min, la presiunea lichidului de 100 at.

Toate compartimentele navei sînt prevăzute cu aer condiţionat. Pe timp de iarnă, temperatura din încăperile pentru pasageri şi echipaj se menţine la 20°C, la umiditatea de 40—60%. Compartimentele navei posedă izolaţie termică, fonică şi ignifugă.

Instalaţia energetică cuprinde şase diesel-generatoare DGF 1800/810 P de 1800 kW la 6C0 V şi 810 rot/min şi două electromotoare de elice, dispuse la prova şi pupa. În condiţii obişnuite de deplasare, patru diesel-generatoare alimentează electromotorul de la pupa; în condiţii hidrometeorologice dificile, precum şi la accesul în porturi, funcţionează ambele electromotoare. În timpul mersului, energia electrică este furnizată instalaţiilor auxiliare de patru generatoare de cîte 500 kW la 400 V, antrenate de diesel-generatoarele principale. În timpul staţionării navei, instalaţiile auxiliare sînt conectate la un diesel-generator de 300 kW la 400 V. Ca sursă de energie în caz de avarii este prevăzut un diesel-generator d · 100 kW la 400 V, dotat cu dispozitiv de pornire la întreruperea curentului în reţeaua navei.

Echipamentul tehnic al bacului navei cuprinde cazane de abur, complex de comandă şi control automat al instalaţiei energetice etc.

Principalele caracteristici ale bacului sînt următoarele: lungimea maximă — 127 m; lungimea punţii principale — 124,2 m; lăţimea maximă — 19,8 m; înălţimea bordului — 8,8 m; linia de plutire — 6,2 m; înălţimea suprastructurii, pentru vagoane — 5,9 m la bord şi 6,2 m în planul diametral; tonajul maxim — 7914 t; lungimea căilor ferate — 421 m; puterea motoarelor principale — 15600 CP; viteza — 18 noduri.

Vestnik maşinostroenia, nr, 6, 1972

A. N. Reznikov şi E. I. Alekseenţev. **Prelucrarea aliajelor de titan prin rectificarea liberă cu bandă**

Utilizarea tot mai răspîndită a titanului şi a aliajelor sale reclamă dezvoltarea corespunzătoare a metodelor de prelucrare. Printre acestea se numără şi rectificarea liberă cu bandă, la care banda abrazivă este aplicată pe suprafaţa piesei datorită deformaţiei sale elastice. Pe suprafaţa benzii este dirijat un jet de aer comprimat, folosirea unui lichid de răcire-ungere nefiind necesară.

Experimentarea metodei s-a efectuat pe aliaje OT4 şi OT4—1, conform schemei din figura 1 (*1* — piesă; *2* — rolă de sprijin; *3* — rolă de transmisie; *4* — pîrghie de întindere; *5* — dinamometru; *6* — banda abrazivă). Instalaţia a permis controlul şi înregistrarea componentelor P_y şi P_z ale forţei de aşchiere. Unghiul de întindere al benzii a fost menţinut în jurul valorii 22 = 25°, pentru a evita influenţa acestui unghi asupra componentelor P_y şi P_z. Temperatura de rectificare s-a măsurat cu un termocuplu cromel-copel, cu lipitura rece îngropată în suprafaţa prelucrată; s-a folosit de asemenea un termocuplu format dintr-un conductor nichelcrom şi piesa prelucrată.

Experimentările au arătat că în perioada de la începutul operaţiei, în care are loc rodarea benzii, rugozitatea suprafeţei prelucrate nu variază substanţial cu forţa de întindere a benzii. În continuare, rugozitatea se măreşte o dată cu forţa de întindere şi cu adîncimea de pătrundere a materialului abraziv în piesă. Creşterea rugozităţii este favorizată şi de mărirea plasticităţii suprafeţei prelucrate, ca rezultat al majorării temperaturii de aşchiere.

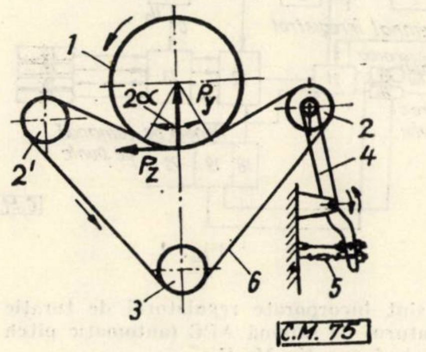


Fig. 1

În figura 2 se prezintă variaţia în timp a forţelor P_y (linie continuă) şi P_z (linie întreruptă), în cazul forţei de întinere de 0,45 kgf/mm de lăţime a benzii; curbele *1*, *2* şi *3* corespund valorilor 9, 16 şi 25 m/s ale vitezei de aşchiere. După o creştere rapidă, forţele P_y şi P_z se stabilizează, cu atît mai repede, cu cît viteza de aşchiere este mai mare, accelerînd procesul de rodaj al benzii. La durate mari ale operaţiei se constată o uşoară creştere a forţelor P_y şi P_z, datorită tocirii particulelor abrazive. Mărirea vitezei de aşchiere antrenează şi creşterea temperaturii de aşchiere.

Probele metalografice au confirmat calitatea corespunzătoare a suprafeţei prelucrate, chiar în lipsa răcirii cu aer comprimat. Adîncimea defectelor sub formă de ciupituri nu a depăşit 2—3 μ.

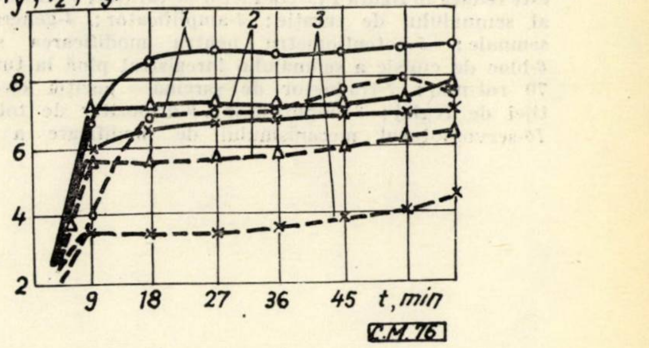


Fig. 2

Prin aplicarea metodei prezentate pe epruvete inelare, au rezultat tensiuni remanente de compresie de 20—25 kgf/cm² în stratul superficial.

G. 7.

56

Sudostroenie
nr. 9, 1972

V. P. Busîghin şi V. A. Zalitis. **Regulator de sarcină pentru motorul naval**

O particularitate distinctivă a motonavei Novomirgorod constă în echiparea cu motor principal reversibil 6 RD-76 de 9600 CP, cu elice cu pas variabil. Un sistem automat de comandă de la distanţă permite reglarea regimului de lucru al agregatului motor-elice. Sistemul cuprinde două circuite de comandă, pentru turaţia motorului şi pasul elicei, respectiv pentru reglajul automat. În componenţa celui de al doilea circuit sînt încorporate regulatorul de turaţie UG-40 TL şi regulatorul de sarcină APC (automatic pitch correction), fabricat de firma Ka Me Wa.

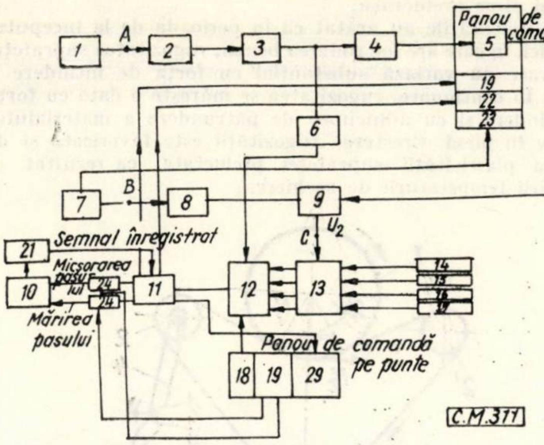


Fig. 1

Regulatorul de sarcină, de tip electronic, este realizat cu elemente standardizate şi alimentat cu energie electrică la diferite tensiuni (220, 120, 30 şi 14 V), prin intermediul unor transformatoare şi stabilizatoare de curent. Regulatorul trimite semnalul de comandă la amplificatorul electrohidraulic al servomotorului de reglaj al mecanismului de modificare a pasului elicei. Servomotorul şi amplificatorul lucrează cu ulei la 30 at.

Acţiunea regulatorului APC include alegerea şi stabilirea pasului elicei corespunzător utilizării complete a puterii motorului principal. El asigură funcţionarea motorului după nomograma de dependenţă a poziţiei tijei de reglaj al sarcinii faţă de turaţia efectivă a motorului; se realizează astfel programul de variaţie a sarcinii instalaţiei de propulsie, după caracteristica externă a motorului.

Schema de principiu a regulatorului APC, cu două impulsuri este redată în figura 1 (*1*-traductor de turaţie; *2*-transformator al semnalului de turaţie; *3*-amplificator; *4*-generator de semnale; *5*-potenţiometru pentru modificarea sarcinii; *6*-bloc de emisie a semnalului înregistrat pînă la turaţia de 70 rot/min; *7*-traductor de sarcină – poziţia efectivă a tijei de reglaj; *8*-amplificator; *9*-dispozitiv de totalizare; *10*-servomotorul mecanismului de modificare a pasului elicei; *11*-amplificator de putere; *12*-blocul logic; *13*-blocul de comparare a sarcinilor; *14*, *17*-traductoare pentru semnalele de sarcină limită superioară şi inferioară II; *15*-traductor pentru semnalul de sarcină limită superioară I; *16*-traductor pentru semnalul de sarcină limită inferioară I; *18*-comutator de comandă manuală-automată; *19*-butoane de comandă „mai mare" şi „mai mic"; *20*-lămpi de control „sarcină ridicată" şi „sarcină coborîtă"; *21*-întreruptor; *22*, *23*-dispozitive de vizualizare; *24*-relee). Pe un canal este lansat semnalul de turaţie efectivă a motorului, care, prin intermediul generatorului de semnale şi al instalaţiei de limitare a sarcinii, comandă poziţia necesară a tijei de reglaj. Pe al doilea canal se transmite semnalul poziţiei efective a tijei de reglaj. Semnalele de poziţie necesară şi de poziţie efectivă sînt comparate în dispozitivul de totalizare, de unde este lansat semnalul de corecţie spre mecanismul de modificare a pasului elicei. În funcţie de mărimea semnalului de corecţie, reglajul poate fi efectuat prin impulsuri (discret) – la abateri mici ale sarcinii, sau cotinuu – la abateri mai mari de ±200CP. La diferitele limite de sarcină, acţiunea regulatorului corespunde următoarelor situaţii: limita superioară II – micşorarea continuă a pasului; limita superioară I – micşorarea discretă a pasului; zona neutră – pas constant; limita inferioară I – mărirea discretă a pasului; limita inferioară II – mărirea continuă a pasului.

În figura 2 se prezintă caracteristicile regulatorului. Curbele $U_2 = f(n)$ caracterizează funcţionarea canalului prin care se transmite semnalul de turaţie efectivă a motorului, între punctele *A* şi *C* (fig. 1). Curba $U_2 = f(n)$ caracterizează funcţinarea canalului prin care se transmite semnalul de poziţie efectivă a tijei de reglaj, între punctele *B* şi *C* (fig. 1).

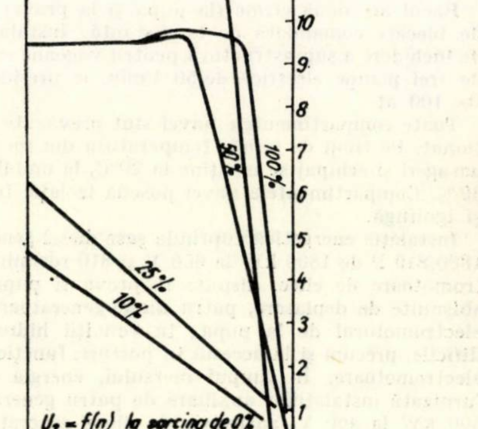


Fig. 2

Tensiunea U_2 se măsoară după amplificatorul dispozitivului de totalizare (punctul C).

G.Z.

Recenzii

Mitschke, M. **Dynamik der Kraftfahrzeuge**. Berlin, Heidelberg, New-York, Springer-Verlag, 1972.

Pentru specialiştii automobilişti, din întreaga lume, apariţia recentă a lucrării ,,*Dinamica automobilului*", elaborată de prof. dr. ing. Manfred Mitschke, directorul Institutului de tehnica automobilelor de la Universitatea tehnică din Braunschweig—R.F.G., reprezintă un eveniment de mare însemnătate. Lucrarea recenzată o expunere modernă a problemelor de dinamica automobilelor — a luat naştere, în special, prin dezvoltarea cursului predat de prof. dr. ing. M. Mitschke studenţilor de la Universitatea tehnică din Braunschweig. Deşi tehnica mijloacelor rutiere de transport s-a dezvoltat într-un ritm extraordinar, se cunosc foarte puţine lucrări care tratează, complet şi unitar, teoria autovehiculelor. În acest sens, ,,Dinamica automobilului" — fiind sinteza activităţii şi a cercetărilor autorului şi a colectivului condus de dînsul — completează şi cimentează bagajul de cunoştinţe teoretice ale specialiştilor automobilişti.

Materialul cărţii este prezentat în 529 pagini, cu 378 figuri şi 37 tabele, fiind împărţit în patru părţi, care includ 18 capitole şi 137 paragrafe principale.

Partea întîia ,,*Roata şi pneul*" cuprinde capitolele I—III, partea a doua ,,*Propulsie şi frînare*" — capitolele IV-IX, partea a treia ,,*Vibraţiile automobilelor*" — capitolele X—XVI, iar partea a patra ,,*Direcţia şi ţinuta de drum*" cuprinde capitolele XV—XVIII.

În capitolul I ,,Rularea, aderenţa-alunecarea, propulsia-frînarea" se prezintă forţele şi momentele care acţionează asupra roţii în mişcare, rezistenţa şi coeficientul de rezistenţă la rulare — indicîndu-se modelul dinamic al pneului, format dintr-un element elastic cu şi fără amortizoare — influenţa frecării în lagăre asupra coeficientului de rezistenţă, momentele de antrenare şi frînare, procesele de aderenţă, alunecare şi patinare, razele roţii, fenomenul de acvaplanare, influenţa deplasării accelerate asupra forţelor şi momentelor la roata automobilului.

Capitolul II ,,Sarcini verticale, suspensia" cuprinde sarcinile pe roată (statice şi dinamice), capacitatea de încărcare a pneului, distribuţia presiunii în pneu, constanta elementului elastic şi amortizarea pneului, în capitolul III ,,Sarcini laterale, problema spaţială" fiind tratată — după prezentarea forţelor laterale şi a unghiului de devenire laterală a pneului — influenţa sarcinii verticale pe roată, a vitezei de deplasare, a umidităţii drumului, precum şi a forţelor tangenţiale şi laterale asupra devierii laterale a pneului; în finalul capitolului se analizează spaţial mişcarea pneului.

În partea a doua — după prezentarea ecuaţiei generale a mişcării automobilului — se tratează rezistenţa aerului (cap. IV—,,Forţa aerului, momente"), rezistenţele la rularea automobilului (cap. V—,,Rezistenţa la deplasare"), diferitele tipuri de propulsie (cap. VI—,,Tracţiunea motoare, cunoaşterea motorului"), capacitatea de tracţiune (cap. VII—,,Puterea de tracţiune" şi cap. VIII—,,Limitele deplasării") şi capacitatea de frînare (cap. IX. ,,Frînarea").

Remarcăm tratarea, în cap. VI, a diferitelor tipuri de propulsie — cu aburi, electrică, cu ardere internă — precum şi analiza funcţionării comune a motorului cu transmisie în trepte şi cu transmisie automată.

În partea a treia — ca de altfel şi în partea a patra — se simte în mod deosebit amprenta şcolii de la Institutul de tehnica automobilelor, condus de prof. dr. ing. M. Mitschke. În această parte, cea mai voluminoasă (226 pag.), după o prezentare succintă a diferitelor sisteme vibrante echivalente, se analizează, în cap. X. sistemul vibrant cu o singură masă, în cap. XI-factorul perturbator (perturbaţia neregularităţii drumului, criteriile de confort, sarcinile dinamice, siguranţa circulaţiei, calculul vibraţiilor aleatoare, densitatea spectrală a îmbrăcăminţii drumului), în cap. XII— vibraţiile caroseriei şi ale roţii (sistemul cu două mase), în cap. XIII — influenţa suspensiei scaunului şi a roţii asupra vibraţiilor sistemului, caracteristicile neliniare ale elementului elastic şi ale amortizorului, precum şi posibilitatea de liniarizare a acestora, iar în cap. XIV — vibraţiile automobilului cu două punţi.

Deosebit de semnificativ şi original ni se pare studiul influenţei parametrilor constructivi principali ai automobilului (constanta elementului elastic, amortizarea, masele suspendate şi nesuspendate, pneul) asupra confortului şi siguranţei circulaţiei şi, de asemenea, analiza confortabilităţii automobilului ţinînd seama de neliniaritatea amortizării şi a caracteristicii elementului elastic din suspensia acestuia.

Un rol important în asigurarea siguranţei de circulaţie îl are direcţia şi ţinuta de drum a automobilului, teoria acestora fiind tratată în cap. XVI (deplasarea în curbă-privire de ansamblu), cap. XVII şi în cap. XVIII (procese dinamice, ţinuta de drum); se prezintă influenţa modificării sarcinii pe roată, influenţa înălţimii centrului de greutate şi a ecartamentului, influenţa elementului de ghidare al suspensiei etc. asupra deplasării în curbe, precum şi cinematica roţilor directoare, momentele care acţionează asupra volanului, solicitările roţilor directoare. În cap. XVIII, se analizează — pe un model simplificat — procesul dinamic al deplasării automobilului, studiindu-se stabilitatea şi condiţiile necesare pentru sigurarea stabilităţii; în finalul capitolului se prezintă sistemul, conducătorul auto — automobilul — vîntul lateral".

Deşi lucrarea prof. dr. ing. M. Mitschke include rezultatele cercetărilor actuale, efectuate în întreaga lume, bibliografia — formată din cca 61 titluri, indicate sub formă de note de subsol este unilaterală, fiind citate, in marea majoritate, numai lucrările cercetătorilor germani.

Apreciem că, prin apariţia acestei monumentale lucrări, se aduce contribuţie, deosebit de însemnată, la îmbogăţirea patrimoniului ştiinţei şi tehnicii automobilistice mondiale.

Cartea ,,Dinamica automobilului" este destinată, în principal, specialiştilor automobiliştilor, fiind un îndreptar deosebit de preţios şi pentru studenţii din învăţămîntul tehnic superior, specializaţi în acest domeniu.

Conf. dr. ing. *I. Drăghici*

◆

Cronică

Zilele tehnicii R.D. Germane în R.S. România

Camera de Comerţ din R. D. Germană, în colaborare cu PUBLICOM organizează între 4 şi 7 iunie la hotelul Athene Palace din Bucureşti ,,Zilele Tehnicii din R. D. Germană'' potrivit programului de conferinţe existent la Secţia comercială a Ambasadei R. D. G., Calea Dorobanţilor Nr. 14, Bucureşti.

Programul cuprinde 20 de conferinţe cu următoarele teme :

1. Construcţia, avantajele şi folosirea economică a instalaţiilor de condensare şi frigorifice, răcite cu aer, precum şi echipament de ventilaţie în turnurile de răcire prin scruber.

VEB Maschinenfabrik NEMA, Netzschkau

2. Noi posibilităţi de colaborare tehnico-ştiinţifică în industria de armături între R.S.R. şi R.D.G. Folosirea integrală a posibilităţilor de specializare şi cooperare.

VEB Magdeburger Armaturenwerke

3. Exemplificări de tehnologie şi de fabricaţie la maşini de laminat profile UPW şi la maşina de confecţionat roţi dinţate fine prin rostogolire UZWF 125.

VEB Kombinat Umformertechnik Erfurt

4. Funcţionarea şi aplicaţia sistemului de direcţie complet hidraulic.

VEB Kombinat Orsta-Hydraulik, Intreprinderea Parchim

5. Substanţe adezive aplicate prin topire — produse care asigură o tehnologie de înaltă productivitate în procesul de asamblare în industria mobilei, poligrafie şi industria de ambalaje.

VEB Uzinele unite de adezivi — Pirna

6. Bazele şi dezvoltarea construcţiilor metalice uşoare.

VEB Combinatul pentru construcţii metalice uşoare-Leipzig

7. Posibilităţi în construcţia de instalaţii chimice în vederea realizării unor instalaţii chimice nepoluante.

VEB Combinatul de instalaţii şi montaje chimice—Leipzig

8. Sistemul de produse ,,Ursamat K 4000''.

VEB Uzinele de aparate şi sisteme de reglaj — Teltow

9. Supravegherea electronică a pacienţilor — domeniu de activitate interdisciplinară.

VEB — Kombinat. Uzinele de aparate de măsură — Zwönitz

10. Noul strung cu mandrină specială cu comandă numerică DF 315 NC-S pentru prelucrarea pieselor în serii mici.

VEB Combinatul de maşini-unelte ,,7 Oktober'', Wema Magdeburg

11. Realizări în R. D. G. din domeniul prelucrării firelor fine de mătase, poliacrilice, la un înalt nivel calitativ cu ajutorul noilor maşini fabricate în R.D.G.

VEB Combinatul de fibre chimice — Schwarza

12. Probleme de înregistrare a datelor şi rezolvarea lor cu produsele ASCOTA.

Kombinat Zentronik. Uzinele pentru maşini de contabilizat, oraşul Karl-Marx

13. Comanda maşinilor-unelte cu ajutorul calculatoarelor în R. D. G.

VEB, Combinatul de maşini-unelte ,,Fritz Heckert'', oraşul Karl-Marx

14. Instalaţii şi echipamente pentru producerea industrială a căldurii pe cale electrică din combinatul LEW şi posibilităţi de folosire

VEB Combinatul LEW Henningsdorf

15. Maşini de sudat cap la cap prin topire — mijloace moderne de raţionalizare

VEB Combinatul LEW Henningsdorf

16. Conducte tehnice de gaze

Uzinele de sticlă din Jena — Schott u. Gen.

17. ,,Ceară — LE'' (ceruri din polietilenă) din uzinele Leuna — caracteristici şi domenii de aplicare

VEB-Uzinele Leuna — Leuna

18. ,,Răşina-L$_2$'' (Răşina cetonică) şi ceara ,,LE-114'', două produse ale uzinelor VEB-Leuna pentru industria de lacuri şi vopsele.

VEB — Uzinele Leuna

19. Catalizatorii Leuna pentru petrochimie şi producţia de azot VEB-Uzinele Leuna.

20. Obţinerea butadienului prin procedeul DIFEX.

VEB-Uzinele Leuna

◆

Revista revistelor

Masinostroene

nr. 6/1973

Paşov, S. Forţele de aşchiere participante la rectificarea fără vîrfuri.

Venkov, S. Construcţia şi caracterele statice ale aparaturii de protecţie a conductelor de refulare sub presiune VEŢ.

Bogdanov, P. Studiul experimental al temporizării electrice la automobile.

Stancev, B., Ciakov, D. Formarea onduleurilor la suprafeţele pieselor cilindrice.

Slavcev, S. Transductor termoelectric pentru măsurarea adîncimii stratului de difuziune în cazul cementării în mediu gazos.

Trifonov, T. Kolev, I. Balanţa termică a motoarelor diesel de mare turaţie.

Toşkov, V. Nitrurarea ionică — o nouă metodă de prelucrare a suprafeţelor metalice.

Todorov, N., Geşev, B. Cu privire la măsurările de precizie ale lagărelor de alunecare.

Iankov, M., Petrov, A., Popov, D. Consideraţii privind automatizarea limitării lungimii avansului tablei de oţel pentru încovoierea la prese obkant.

C.A.

Sudostroene

nr. 6, 1972

Racikov, A. S., Bubnov, K. P. şi *Evstifeev, V. A.* : Bacul maritim ,,Sahalin''

Jeliazkov, J. K : Determinarea elementelor navale combinate de tonaj mare.

Borodai, I. K. : O metodă de calcul al caracteristicilor statice de balans ale navelor pe hulă de intensitate dată.

Lahanin, V. V., Bardeţki, E. A. şi *Viktorov, A. V.* : O metodă de suprapunere a caracteristicilor de elice ale navelor

Kozleakov, V. V., Postnov, V,. A. şi *Harhurim, I. Ia.* : Aplicarea metodei elementelor finite în calculul de rezistenţă al construcţiilor navale.

Pavlinova, E. A. şi *Vaghengheim, S. G.* : Determinarea sarcinilor dinamice ale pereţilor despărţitori şi tancurilor de mare tonaj.

Şneider, E. M. şi *Vasiliev, V. G.* : Încercarea instalaţiei frigorifice a navei.

Derjaveţ, Iu. A., Filipenkov, A. N. şi *Ioffe, L. Ia.* : Analiza schemelor şi construcţiei reductoarelor transmisiilor cu arbori de elice care se rotesc în sensuri contrare.

Vanşeidt, V. A. ş.a. : Direcţii moderne de dezvoltare ale instalaţiilor diesel navale.

x x x Motoarele diesel navale SKL

Glikin, B. A. şi *Karpovski, E. Ia.* : Asigurarea durabilităţii în exploatare a mijloacelor de automatizare ale navelor.

Galel, A. I. ş.a. : Controlul sistemelor de automatizare a instalaţiilor diesel-generator.

x x x Expoziţii internaţionale de automatizarea navelor (Leningrad).

Korop, S. P. : Sisteme de arbore-generator cu cuplaje electromagnetice cu alunecare.

Saveliev, V. P. : Indicator al cîmpului circular de acţiune al staţiei navale de radiolocaţie.

Romeşevski, A. S. şi *Teleghin, F. M.* : O nouă metodă de reglaj al lohurilor hidrodinamice.

Vildeaikin, G. F. : Instalaţie progresivă pentru calibrarea hidrofoanelor.

Telianer, B. E. : Analiza preciziei de montaj a secţiilor corpurilor de nave în paturi.

Kalmicikov, A. P. şi *Freidlin, A. A.* : Evaluarea calităţii corpurilor de material plastic armat ale navelor mici.

Alodin, V. N. : Şalupa marină demontabilă ,,Iaroslavna''

Dubravin, A. I. : Maistrul constructor de nave Petr Mihailov.

Ghirs, I. V. şi *Favorov, B. P.* : Flotile de agrement Petru I

Larionov, A. L. : Flota rusească de galere

x x x Revista Sudostroenie în urmă cu 40 de ani

Aprelev, V. M. : Educaţia economică pentru toţi constructorii de nave.

x x x Informaţii despre expoziţia flotei maritime a U.R.S.S.

Larionov, A. L. : Un model unicat de fregată rusească

x x x În memoria lui N. M. Homiakov; nr. 7, 1972

Maţkevici, V. A. : Proiectul unei nave transportoare de lemn

Grinbaum, A. F. şi *Evstifeev, V. V.* : Proiectul unei motonave fluviale pentru excursii.

Tokarev, A. S. : Determinarea volumului calei refrigeratoare la proiectarea traulerelor pescăreşti.

Samohvalov, A. V. : Formulă aproximativă pentru calculul braţului de stabilizare al navelor de transportat încărcături solide.

Basin, A. M. şi *Liahoviţki, A. G.* : Deplasamentul navelor fluviale cu viteze supercritice.

Neceaev, Iu. I. : Evaluarea stabilităţii navei la deplasarea pe hulă la pupa.

Vorobiev, Iu. S. şi *Medvedev, N. G.* : Metodă de calcul al vibraţiilor libere şi forţate ale consolelor neprismatice.

Rîjkov, S. V., Kulicenko, V. A. şi *Poloveţ, Iu. A.* : Umectarea aerului în instalaţiile navale de condiţionare cu ajutorul ventilatoarelor.

Stefanovici, V. V. şi *Komarniţki, B. V.* : Analiza condiţiilor de aerisire a încărcăturii stivuite în cale refrigeratoare.

Koniaev, V. V. şi *Manuilov, V. P.* : Fundamentarea tehnico-economică a alegerii temperaturii apei de alimentare a instalaţiilor navale cu turbine cu abur.

Kim, Ia. M. : Studiul vibraţiilor pompelor centrifuge multietajate.

Mamulin, S. V. : Experienţa exploatării rulmentului axial cu bile al transmisiei de arbore pentru nave.

Nelepin, R. A. : Utilizarea maşinilor electronice de calcul pe navele maritime.

Rukavişnikov, S. B., Sobaşnikov, A. D. şi *Şabalin, L. D.* : Alegerea metodei de reglaj al turaţiei electromotoarelor de elice ale navelor cu destinaţie specială.

Pavliucenkov, A. M. şi *Storkov, F. N.* : Sincronizarea generatoarelor navale cu ajutorul reactorului limitator de curent.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 10, 1972

Belkin, S.I. şi *Volinski, G.I.*: Stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale flotei de toni.

Jeliazkov, J.K.: Calculul perioadei vibraţiilor transversale proprii ale navelor combinate.

Pali, O.M. şi *Ciuvikovski, V.S.* Eficienţa calculelor numerice în mecanica navelor.

Patarakin, D.V. Standardizarea în construcţia de nave.

Larioşin, M.F. şi *Gavrilov, V.D.* Experienţa asimilării licenţei în producţia de macarale electrohidraulice navale Hagglunds

Melnikov, R.M. : Dispozitiv pentru lansarea plutelor de salvare.

Gartvig, V.V. : Creşterea economicităţii instalaţiilor navale cu turbine cu gaze, cu ciclu termodinamic simplu.

Nahimovski, M.A. şi *Diskin, A.Ia.* : Cercetări privind răcirea corpurilor de turbine cu abur pentru nave.

Aleksandrov, M.A. şi *Gomzikov, E.A.* : Calculul intensităţii zgomotului în sala maşinilor.

Glazov, M.H., Nikulin, E.S. şi *Şarov, A.N.* : Microelectronica în sistemele navale de reglaj automat.

Kassaţier, K.E. şi *Liubcenko, I.U.* : Problemele dezvoltării automatelor pentru detectarea imaginilor.

Kuman, V.V. : Semnalizator-înregistrator de vînt.

Koval, V.I. : Ventilaţia încăperilor navei în timpul operaţiilor de vopsire.

Arsenov, G.P. : Determinarea funcţiei de transfer a amplificatorului cu tiristori pentru automatele de sudură.

Fomicev, A.E. : Nava comsomolistă ,,Komintern''.

Zaharov, V.V. : Începuturile construcţiei de vase în Rusia.

Dubinin, N.P. : Primele vase sovietice de gardă.

Frumkin, B.S. : Un reprezentant remarcabil al constructorilor de maşini energetice pentru nave.

Fedorov, M.R. : Vase ruseşti în explorare pe traseele Mării Nordului.

Revista Sudostroenie cu 40 ani în urmă.

Zaharov, Iu.V. : O nouă lucrare despre tehnica frigului pentru nave.

Ţimailo, V.V. : Noutăţi despre construcţia de nave sovietice în licenţă.

Ermolov, Iu.A. : Eforturile marinarilor din Marea Baltică în cinstea aniversării U.R.S.S.

A VIII-a conferinţă regională, Leningrad a organizaţiei tehnico-ştiinţifice pentru industria navală.

Grizunov, V.I. şi *Lofenfeld, E.G.* : Conferinţa de propulsoare navale.

Nijevenko, M.D. : Conferinţa tehnico-ştiinţifică de dispozitive hidraulice şi hidroautomatică.

Modelul primei fregate ruseşti cu abur.

G.Z.

Vestnik maşinostroenia,

nr. 6 1972

Ruţkoi, A. G. : Dezvoltarea progresului tehnic în construcţia de maşini chimice şi petroliere în al noulea plan cincinal.

Kughel, R. V. : Problemele uzurii morale şi ale creşterii durabilităţii maşinilor.

Reşetov, D. N. şi *Ivanov, A. S.* : Distribuţia perioadelor de întrerupere a funcţionării cauzate de îmbătrînirea maşinilor.

Spiţin, N. A., Iahin, B. A. şi *Peregudov, V. N.* : Noi materiale de îndrumare pentru alegerea şi calculul de verificare al lagărelor cu rostogolire.

Ghiliarov, P. P. : Creşterea durabilităţii rulmenţilor cu bile în condiţiile impurificării uleiului şi frecării uscate.

Kozanski, A. M. : Determinarea capacităţii portante şi a unghiurilor optime de contact ale lagărelor-disc cu role.

Airopetov, E. L., Ghenkin, M. D. şi *Kosarev, O. I.* : Calculul capacităţii de încărcare a cuplajelor cu dinţi.

Surkov, A. I., Vereşciaghin, Iu. V. şi *Iakovlev, V. A.* : Calculul pieselor de bază tip baie cu nervuraţie interioară.

Bolaţki, L. T. : Rezistenţa unor tipuri de îmbinări cu stifturi.

Zandfos, L. V. : Probleme ale creşterii durabilităţii îmbinărilor cu filet ale coloanelor pieselor de mare putere.

Popov, V. M. : Determinarea suprafeţelor efective de contact ale organelor de maşini, la diferite temperaturi.

Fedorcenko, G. P. : Rezolvarea problemei principale a teoriei lanţurilor de dimensiuni.

Şulghin, V. V. şi *Suhanova, E. M.* : Procese ondulatorii în elementele de comunicare ale dispozitivelor pneumatice.

Garșin, A. P. şi *Tenenbaum, M. M.* : Rezistenţa la uzură abrazivă a materialului ceramic S2.

Motovilin, G. V. : Influenţa stării fizice a polimerului asupra rezistenţei îmbinării prin lipire.

Şmatolink, N. S. şi *Pivovarov, E. V.* : Complex universal de reglaj şi prindere pentru maşini de aşchiere a metalelor.

Moklakov, A. Ia. şi *Voloșin, V. E.* : Linie automată de montaj al cuţitelor aparatelor de tăiere ale mașinilor agricole.

Valașciuk, V. M. : Analiza și sinteza structurii proceselor de prelucrare.

Adam, Ia. I. ş.a. Freze-melc de oţel rapid tip W-Mo-Co. pentru prelucrarea roţilor dinţate cu duritate mare.

Egorov, A. M. şi *Marder, A. G.* : Decuparea electrochimică simultană a unor piese.

Manaenko, V. P. ş.a. : Intensificarea procesului de aplicare a acoperirilor de protecţie cu crom.

Şapovalianţ, A. *G.* : O nouă metodă de pregătire pentru vopsire a pieselor cu gabarite mari.

Konovalov, E. G. şi *Golembievski, A. I.* : Productivitatea metodelor de finisare prin ecruisare a suprafeţelor sferice de diametru mare.

Romanovski, V. P. şi *Movșovici, I. Ia.* : Fiabilitatea și durabilitatea sistemelor de piese universale compuse.

Vinnicenko, P. G. : Îmbunătăţirea capacităţii de dezbatere a amestecurilor de formare dure.

Reznikov, A. N. şi *Aleksenţev, E. I.* : Prelucrarea aliajelor de titan prin rectificare liberă cu bandă.

Vasilievîh, L. A. : Creşterea preciziei de formă a pieselor cu rigiditate mică strunjite.

Tașlițki, N. I. şi *Molceadski, S. G.* : Cuţite pentru aşchierea intermitentă a oţelului încălzit la curăţirea cusăturilor sudate.

Vilenski, N. M. şi *Deici, I. G.* : Înzestrarea tehnică şi productivitatea muncii în uzinele constructoare de maşini grele.

Polei, M. M. şi *Proskurkin, G. A.* : Specializarea producţiei de scule şi a echipamentului tehnologic în domeniul construcţiei de maşini.

Mișaghin, N. M. şi *Dolgov, V. P.* : Creșterea transportului extern de mărfuri al întreprinderilor constructoare de maşini.

Lozinski, M. G. şi *Tomanov, A. I.* : Construirea în problema deformaţiei rapide a materialelor metalice.

Anţiferov, V. N. şi *Kolbenev, Iu. M.* : Consfătuirea despre materialele metalurgiei pulberilor în construcţia de maşini.

Ghenkin, M. D. şi. a. : Recenzia lucrării ,,Construcţia şi calculul reductoarelor cu roţi dinţate'' de Kudriavţev, Depjavţ şi Gluharev.

Cărţi noi

nr. 7, 1972 *G. Z.*

Kugel, R. V. : Încercări ale resurselor în construcţia de maşini.

Rivin, E. I. : Evaluarea comparativă a construcţiei cuplajelor de îmbinare.

Metașol, L. A. şi *Stoliarova, L. I.* : Rezistenţa discurilor bimetalice la temperaturi ridicate.

Pocitennîi, E. K., Babiţki, M. S. şi *Burski, V. A.* : Evaluarea statică a rezistenţei ciclice la tensiuni peste limita statică de curgere.

Buranţev, P. V., Litvinov, V. L. şi *Starşinov, L. N*:. Calculul sarcinilor dinamice ale maşinilor de transport.

Brenner, V. A., Sinciukov, A. N. şi *Larţev, G. G.* : Evaluarea rezistenţei la oboseală a lanţurilor de tracţiune cu articulaţii sferice.

Plitenko, N. T.; Vasiliev, V. V. şi *Parşinţev, V. P.* : Calculul la vibraţii transversale al arborilor cu o deschidere în consolă, încărcaţi de o sarcină uniform distribuită.

Hlus, A. A. : Influenţa excentricităţii circumferinţei de bază asupra erorii cinematice a perechilor de roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi în evolventă.

Mihin, Iu. A. şi *Nikitina, V. N.* : Geometria arcurilor gofrate conice.

Kudriavţev, F. S. ş.a. : Amortizor de zgomote pentru staţii de compresoare.

Anikin, Iu. V. : Micşorarea zgomotelor transmisiilor cu roţi dinţate.

Mamon, L. I. ş.a. : Instalaţie pentru măsurarea continuă a presiunii de contact a garniturilor de etanșare pe tije.

Brimmer, A. A. : Caracteristicile transformatoarelor hidraulice reversibile cu palete rotative.

Volkov, V. N. şi *Studenikin, S. P.* : Determinarea scăpărilor dintre sertare şi stator la pompele cu sertare de înaltă presiune.

Suliga, V. I. şi *Turovski, J. C.* : Despre turaţia admisibilă a pompelor cu piston monocilindrice.

Bobrov, B. S., Kan, K. N. şi *Şannikov, V. M.* : Metode expeditive de calcul al solicitărilor şi deformaţiei organelor de materiale plastice.

Iahimovici, V. A. și *Ponomarciuk, G. B.* : Acumularea pieselor la montaj cu ajutorul ultrasunetelor.

Andreev, G. Ia., Arpenţiev, B. M. şi *Kibirev, V. N.* : Montajul îmbinărilor tensionate cu suprafeţe conjugate cilindrice.

Iațenko, V. K., Korenevskii, E. Ia. şi *Ivșcenko, L. I.* : Creşterea rezistenţei pieselor cu adaosuri presate şi ecruisate cu diamant.

Rumioanţev, A. V., Denisenko, T. N. şi *Ţvetaeva, V. B.* : Retezarea şi perforarea electrochimică a pieselor cilindrice.

Jih, V. A. : Creşterea eficienţei cromării prin inversarea curentului.

Dobrinski, N. A.: Compresibilitatea amestecurilor lichid-gaz în cilindrul presei hidraulice.

Vtiuşkin, N. I. şi Obmornov, V. P.: Cinematica procesului de rulare a suprafeţelor elicoidale.

Gliner, R. E. şi *Natanzon, E. I.* : Precizia roţilor dinţate cementate, după călire.

Petricenko, A. M. şi *Solnţev, L. A.* : Rezistenţa longitudinală a fontei cu magneziu.

Stepanov, V. V. ş.a. : Sudarea electrică în zgură, cu electrolizi de sîrmă şi combinaţi, a oţelurilor austenitice.

Etin, A. O. ş.a. : Reglajul regimurilor de lucru la mașinile de aşchiere a metalelor.

Avakov, A. A. şi *Haciatrian, G. G.* : Durabilitatea cuţitelor cu rubin în funcţie de orientarea cristalelor.

Roitersţein, E. H. : Influenţa frecvenţei de vibraţie a sculei abrazive asupra productivităţii microrodajului.

Busîghin, V. A. : Eroarea de corectare cu mecanism cu pîrghie a discului conic de rectificat.

Garina, T. I. şi *Sinelşcikov, A. K.* : Despre destinaţia regimurilor de aşchiere la găurire.

Bogatin, Iu. V. : Determinarea eficienţei economice a micşorării cheltuielilor de reparare a utilajului.

Skorodumova, M. A. : Scurtarea pierderilor din timpul de lucru prin utilizarea modelării matematice.

x Expoziţia ,,Maşini-unelte 72''

x Tîrgul de toamnă din Leipzig

Mașkova, N. A. şi *Kazakov, V. N.* : Conferinţa tehnico-ştiinţifică de sudare difuzivă în vid.

x Inovaţii sovietice în domeniul construcţiei de maşini.

x Cărţi noi. *G. Z.*

Maşinostroene

nr. 7, 1972

Ghenov, I. și *Svilenski, P.* : Organizarea și eficienţa recondiţionării și ascuţirii soldului de scule.

Iliev. S. : Unele succese și dificultăţi în aplicarea sistemului de lucru fără defecţiuni.

Dimitrov, D. : Metodica calculului analitic al parametrului R_a la prelucrarea prin aşchiere cu cuţit.

Venkov, S. : Influenţa excentricităţii la manevrarea rapidă a discurilor de închidere a construcţiilor.

Stoianov, S. : Metodă de calcul al carelor de încărcare la stabilitate dinamică în timpul translaţiei organului de lucru.

Toşev, L., Ivanov, N. şi *Gaidarov, M.* : Determinarea rigidităţii suspensiei şi a raportului de transmitere al echilibrorului la suspensii echilibrate.

Toleva, V. şi *Vasilev, A.* : Contor numeric al ciclurilor de alimentare cu combustibil la motoarele cu ardere internă.

Ivanov, I. : Despre zgomotul funcţional al lagărelor radiale de rostogolire.

Kulciţki, V. : Aplicarea nitrurării cu gaze. Din experienţa uzinei de automobile Madara — Şumen.

Slavcev, S. : O posibilitate de îmbunătăţire a măsurării şi reglării temperaturii în cuptoarele de cementare tip Ţ — 105.

Kostov, S., Diakov., T., Milanov, I. şi *Penev, I.* : Cercetări metalografice statistice asupra gradului de carbid al pieselor turnate din oţel rapid R 18.

Ivanov, H. : Interacţiunea soluţiilor liante şi a suspensiilor cu materialele modelelor fuzibile la turnarea de precizie.

Slanceovski, T. : Influenţa construcţiei pistoanelor pompelor de injecţie ale motoarelor diesel asupra duratei de serviciu.

Amov, I. : Creşterea eficienţei activităţii de proiectare şi construcţie cu ajutorul imprimatelor.

Kirov, V. : Reductor cu bile,.

x Tîrgul de toamnă din Leipzig — 72, expresie strălucită a dezvoltării economiei R.D.G.

x Un nou tip de presă cu excentric pentru forjă.

ahariev, I. : Eficienţa economică a montajului standard în unităţile producţiei de bază.

x Studiul preciziei de prelucrare a pieselor de aliaje de aluminiu cu conţinut mare de siliciu.

x Honuirea hidraulică sub presiune.

x Dispozitiv automat pentru prelucrarea canalelor.

G. Z.

Strojirenstvi

nr. 11, 1972

Zeman, V : Aplicarea metodei matriciale în analiza vibraţiilor de răsucire ale sistemelor cu transmisii cu roţi dinţate.

Vocel, M. şi *Šanda, J* : Creşterea productivităţii ventilatoarelor-moară.

Rosberg, F. şi *Linda, J.* : Lagăre pentru arborele maşinii de rectificat cu viteză variabilă de aşchiere.

Zorev, N.N. : Durabilitatea şi productivitatea sculelor cu aliaj dur la prelucrarea molibdenului.

Békés, J. ş.a. : Determinarea proprietăţilor tehnologice ale materialelor.

Vrzal, M. : Măsurarea forţei în laminorul „300" la uzina metalurgică Třineckých železárnách.

Fürbacher, I. ş.a. : Transmiterea fără conductor a datelor la măsurarea tensometrică a momentului de răsucire al pieselor de rotaţie.

Polacek, B. : Compararea a trei amplificatoare hidraulice pentru mecanismul de direcţie.

G.Z.

Strojirenska vyroba,

nr. 10, 1972

Kosek, J. şi *Hron. J.* : Elaborarea proceselor tehnologice cu ajutorul calculatoarelor.

Gasparek, J. : Eficienţa şi optimizarea parametrilor honuirii

Zongor, J. şi *Matula, E.* : Influenţa rulării poliamidei alcaline asupra unor proprietăţi ale stratului superficial.

Konarik, A. : Stadiul actual al tehnologiei de ştanţare fină.

Dubravsky, M. şi *Frcek, V.* : Cercetarea calităţilor de ştanţare ale noilor table subţiri de oţel laminate la rece, utilizate în electrotehnică.

Nedbal, J. : Alegerea sistemului de schimbare automată a sculei pentru centre de prelucrare.

Proskovec, V. : Strungul universal SV 18 BR cu dispozitiv de reglaj şi modificare continuă a turaţiei.

Idei noi în tehnologie.

Mihovec, M. : Noutăţi de peste hotare.

Uher, V. : Rezultatele lucrărilor experimentale recente ale Institutului tehnico-ştiinţific de sudură VUZ-Bratislava în domeniul materialelor de adaos.

Idei noi în sudură.

Thomayer, K. : ş.a. Lipirea dură prin metoda Gasflux.

Penaz, V. : Aplicarea circuitelor hidraulice în tehnologia prelucrării prin presiune.

G.Z.

Strojirenska vyroba

nr. 11 — 1972

Kubista, P. — Îmbunătăţirea preciziei formelor geometrice ale pieselor prelucrate la şlefuire plană.

Cerny, M. — Raţionalizarea proceselor tehnologice cu ajutorul calculatoarelor.

Junger, J. — Maşini pentru prelucrarea eficientă a şpanului

Mikovec, M. — Maşini de tăiat roţi dinţate şi scule la expo „STANKI-72".

Kovar, K. — Scule de găurit cu cuţite ajustabile NAROX

C.A.

Maschinenbautechnik,

nr. 11, 1972

Kranold, G. : Note despre al II-lea simpozion de motoare cu ardere internă.

Drewitz, F. : Punct de vedere filozofic privind legătura dintre teorie şi practică în învăţămîntul ingineresc.

Sperber, R. şi *Bode, E.* : Raţionalizarea cercetării şi dezvoltării — premisă a producţiei moderne efective de motoare diesel.

Gitter, H. — Despre dezvoltarea motoarelor diesel de mare putere.

Urban, M. şi *Kreye, H.* : Experimentări pe modele pentru cercetarea încărcării mecanice şi termice a pieselor.

Ullmann, K. : Măsurarea deformaţiei pieselor spaţiale complicate prin metoda Moiré.

Indra, J. : Noi elemente constructive ale pompelor de combustibil pentru motoare diesel de mare putere.

Gehlhaar, H. : Prelucrarea şi optimizarea canalelor supapelor de admisiune ale motoarelor diesel în patru timpi supraalimentate de mare putere.

Schulze, G : Noi direcţii în dezvoltarea maşinilor de formare a metalului.

G. Z.

Maschinenbautechnik

nr. 12 — 1972

Tschink, K., Colaborarea dintre R.D.G. şi U.R.S.S. în domeniul construcţiei de maşini—unelte

Kabaşev, R., Burtaev, G., Oşibaev, M. — Asupra problemei prognozei nivelului de standardizare a maşinilor

Tjurin, A. — Influenţa rigidităţii cilindrului de presare asupra distribuţiei eforturilor în zona de presiune.

Miserniuk, G. — Problemele creşterii puterii motoarelor diesel

Drescher, M. — Locul aparatajelor de reproducere-mărire în atelierele de proiectare

Tschink, K., Albert, J. — Maşini-unelte cu comandă numerică la STANKI 1972

Hopfe, B. — Produse noi în domeniul maşinilor-unelte aşchietoare

C.A.

Feingerätetechnik

nr. 12 — 1972.

Mehlhorn, H. — Sudarea prin difuzie

Dulnjev, G. — Metodă de răcire pentru aparate electronice.

Wedjonow, W., Hegl, O. — Aplicarea aparatelor cu laser la controlul liniarității.

Solotych, B., Martuschek, A., Stawitzki, B. — Unele particularități ale electroeroziunii metalelor și semiconductorilor monocristal.

Tischtschenko, O. — Despre calculul erorilor maxime ale angrenajelor mecanismelor de orologerie

Mencke, H., Wenzlaff, H. — Măsurarea automată a lungimilor mici

Schneider, W., — Stația de recepție a imaginilor meteorologice WES 2, contribuția R.D.G. la programul Intercosmos

C.A.

GÉP

nr. 12, 1972

Uzon, A., Zitas, I. : Stabilirea proceselor tehnologice pentru grupele de piese bazate pe tehnologii date ale pieselor individuale.

Barthos, L. : Dispozitiv de polizare electrolitică cu catod rotitor pentru prepararea secțiunilor metalografice.

Keszler, G., Szirmai, Z. : Probleme ale întreținerii și reparației vehiculelor.

Müller-Uri, G. : Posibilități de îmbunătățire a condițiilor detectării prin analiză spectrală a unor cantități reduse de materiale.

Horvath, L. : Investigări asupra puterii maxime și a factorului de capacitate ale mașinilor automate cu ciclu intermitent

C.A.

Gépgyártástechnológia

nr. 12, 1972.

Boros, L. — Metodă de analiză a productivității

Pitroff, P. — Cooperarea integrată a organelor dezvoltării tehnice de la cercetare la producție

Sombo, G., Feher, Z. — Dificultăți întîmpinate la construcția mașinilor pentru industria chimică în Ungaria, în legătură cu introducerea tehnicilor moderne.

Rabel, Z. — Mașini-unelte cu comandă numerică la Tîrgul Internațional Budapesta 1972

Vekes, I. — Mașini-unelte și dispozitive pentru prelucrarea metalelor

Ebel, E. — Comportarea la coroziune a agenților de răcire.

C.A.

Mécanique-materiaux

nov. 1972

Plenard, E., Bonlanel, J. Definirea unui coeficient de elasticitate adaptat la necesitățile practicii industriale

Labbens, R. — Gînduri asupra aplicării mecanicii ruperii la grosimi mari

Panio, A., Azou, P., Siestrunck, R. — Vibrațiile unui strung paralel

Troiano, A., Fidelle, J.P. — Fragilizarea prin hidrogen în fisurarea prin coroziune sub sarcină

Edelman, H — Unele noțiuni asupra cavitației în turbomașini

Godines, M. — Mașini pentru injectarea materialelor plastice

C.A

Gas and Oil Power

775—1972

- Motoare dual-fuel pentru energia electrică
- Motoare policarburate
- Generatoare cu turbine cu gaze pentru platforme marine de sondaj
- Motoare noi Poyand 520, Allen, Pielstick PC4
- Dispozitive de siguranță antiexplosive la motoare diesel
- Insonorizarea grupurilor generatoare mobile

C.A.

ORMIG

Multiplicarea documentației tehnice

Copiatul este scump, reprezintă o pierdere de timp și este o sursă permanentă de erori. ORMIG înlătură erorile de copiere și procură copii pentru controlul exact al producției. Lucrul, materialul și mașinile sînt reglate optim cu ajutorul acestui sistem de copiat. Timpii morți și rebuturile sînt cu totul înlăturate. Nenumărate fabrici din peste 50 de țări realizează prin sistemul ORMIG avantaje organizatorice importante. Folosiți și dv. aceste avantaje în întreprinderi, și cereți caietul nostru de informații, pe care vi-l punem la dispoziție în mod gratuit.

ORMIG Organisationsmittel GmbH 497 Bad Oeynhausen BRD Brunhildestrasse 18

PUBLICOM

Recomandări pentru autori

1. Lucrările care pot fi prezentate spre publicare sînt: de importanță generală, tehnico-științifice speciale, teoretice sau experimentale, tehnice obișnuite, prezentarea unor realizări pe linia protecției muncii (dispozitive proiectate în acest scop etc.).

2. Lucrările vor fi axate pe aducerea la îndeplinire a sarcinilor trasate de documentele de partid și de stat privind indeosebi introducerea tehnicii noi, ridicarea calității produselor, reducerea prețului de cost, creșterea productivității muncii etc. Legătura cu practica muncii de cercetare, proiectare, învățămînt, producție, este condiția esențială pe care trebuie să o îndeplinească tema tratată. Lucrările de sinteză sau de discuție să se refere la probleme noi și actuale, de interes general. Articolele, interesînd industria, vor cuprinde considerații privind eficiența economică a soluțiilor. Se recomandă ca articolele să conțină propuneri de viitor.

3. Verificarea experimentală se impune ca necesitate de prim ordin la lucrările care se pretează la asemenea verificări.

4. Lucrările care nu au mai fost publicate integral sau parțial nu pot fi trimise redacției spre publicare.

5. Un scurt rezumat de autor, conform STAS 6442—69 fixînd premisele de la care s-a pornit, problema studiată și cadrul în care este tratată, nedepășind 6—10 rînduri, va fi anexat lucrării.

6. În introducere se încadrează problema în preocupările generale ale disciplinei și în preocupările producției; de asemenea, se arată scopul lucrării, subliniindu-se contribuția autorului. Tratarea va trebui să fie unitară, permițînd înțelegerea fără dificultăți a problemelor. Se vor evita introduceri sau demonstrații valoroase, de asemenea, se va evita repetarea în text a ceea ce poate fi găsit în literatura publicată sau poate fi redat intuitiv prin materialul grafic-ilustrativ, tabele etc.

7. Concluziile vor concentra rezultatele obținute cu indicarea limitei de valabilitate și aplicațiile posibile.

8. Citirea literaturii de specialitate este obligatorie pentru afirmațiile luate din alte lucrări și care nu sînt în general cunoscute.

9. Dezbaterile matematice vor fi limitate la cele absolut necesare înțelegerii raționamentului.

10. Se recomandă o atenție deosebită scrierii formulelor conform STAS. Indicii și exponenții se vor scrie mai mici decît baza și așezați mai jos sau mai sus decît baza. Se vor scrie de asemenea, cu grijă literele majuscule sau cele rusești, grecești, germane, cifrele romane etc.

11. Lista bibliografică se va întocmi cuprinzînd lucrările la care se referă textul (cum și figuri sau tabele), atît cele speciale, cît și cele generale. Se vor indica toate datele în transcrierile originale. Pentru cărți: numele complet, prenumele, titlul complet (eventual și tradus, în paranteză), ediția, locul editurii, editorul, anul. Pentru articole: numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet original (eventual și tradus, în paranteză), revista, volumul, numărul și anul, paginile.

Numărul de referiri bibliografice (poziții din lista bibliografică) vor fi de cel puțin 6 și cel mult 26 pentru articolele originale. Limita superioară se va putea depăși numai în cazul sintezelor analitice.

12. Scrisul la mașină al articolelor este recomandat cu insistență, exceptîndu-se lucrările scrise caligrafic.

Se scrie pe o singură pagină (față), la două rînduri (2000 semne pe pagină). Pentru articole se recomandă 5—6 pagini dactilografiate.

13. Nu se admite trimiterea concomitentă a textului la alte publicații.

14. Articolele se trimit cu o notă însoțitoare pe adresa redacției. În notă se vor indica: titlurile, funcțiile, localitatea și adresa domiciliului, numărul de telefon.

15. Lucrările executate în cadrul diverselor instituții sau organizații vor purta aprobarea acestora pentru publicare.

16. Corecturile se vor face după normele tipografice în vigoare. Corecturile trimise autorilor vor fi înapoiate în maximum 48 ore de la primire. Nu se admit modificări în corectură față de manuscris.

ABONAȚI-VĂ

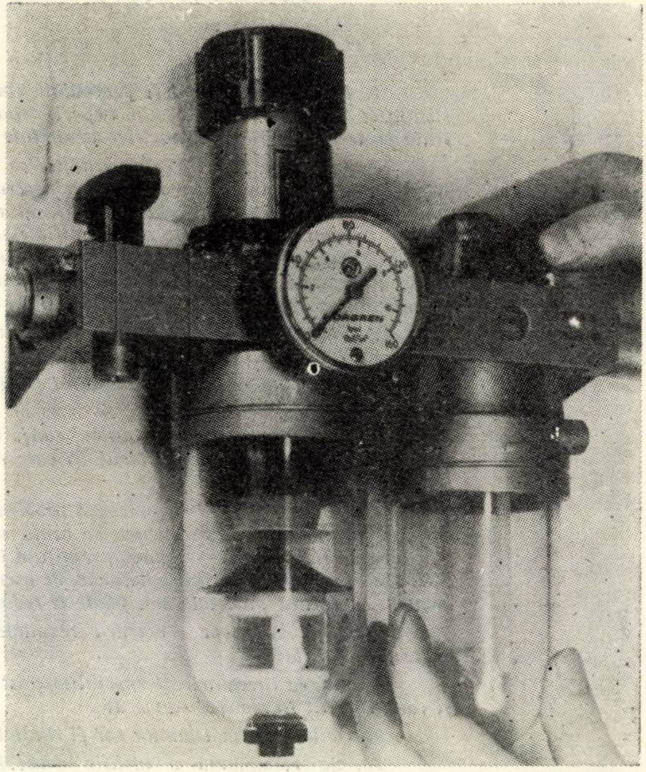
la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

SISTEMUL
INTERSCHIMBABIL
NORGREN OLYMPIAN



Instalațiile de aer comprimat Norgren Olympian constituie un sistem universal, unic.

Caracteristicile de bază ale instalațiilor sînt : simplicitate, universalitate și sistem direct de conectare. Toate aceste trăsături ale instalațiilor Olympian, unanim recunoscute, explică eficiența lor și reducerea cheltuielilor generale.

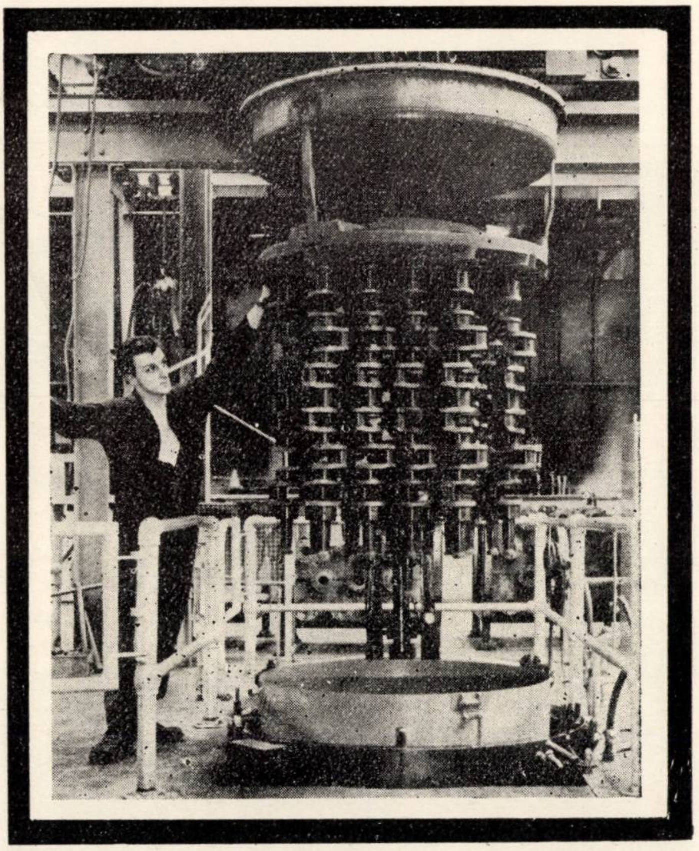
O vastă gamă de filtre, filtre-regulatoare, regulatoare, dispozitive de lubrifiere, supape-obturatoare împreună cu elementele „Redimount", „Vitalizer" și „Lubro-Control" vă stau la dispoziție pentru instalațiile dv. de $\frac{1''}{4}$, $\frac{3''}{8}$ și $\frac{1''}{2}$.

Înlocuirea diverselor dispozitive și instalații prin altele este o operație foarte simplă de deconectare și reconectare, reducînd timpul mort și pierderile de producție la minimum.

Intrați în legătură cu Norgren pentru informații tehnice amănunțite care vă vor da posibilitatea să stabiliți contactul cu

NORGREN
OLYMPIAN
PLUG-IN SYSTEM

C. A. NORGREN LTD
SHIPSTON-ON-STOUR WARWICKSHIRE.
Tel: Shipston-on-Stour 61676 (STD code 0608) Telex 83208



Aliajul INCONEL 600 rezistă la carburare în instalații de tratament termic

Călirea prin nitrurare a arborilor cotiți ai vehiculelor se execută la o temperatură de 500°C într-un mediu reglat de amoniac. Un mare fabricant de vehicule din Anglia execută acest tratament într-o instalație constînd din șase cuptoare verticale cilindrice. Fiecare cuptor are două camere construite din aliaj INCONEL 600, fiecare dintre ele fiind prevăzută cu un capac izolat făcut din aliaj INCONEL 600.

Aliajul INCONEL 600 rezistă la atac de amoniac în stare gazoasă la temperaturi pînă la 590°C și nu se nitrurează ușor.

Arborii cotiți sînt suspendați de capul camerelor de nitrurare cu scopul de a se reduce la minimum deformarea arborilor. Manșonul terminal este apoi coborît în camera de nitrurare, închis etanș și purjat cu amoniac timp de 12 ore. Apoi este transferat în cuptoare unde este încălzit pînă la 500°C.

Această temperatură și atmosferă este menținută timp de peste 60 de ore. Alegerea aliajului INCONEL 600 pentru camerele de nitrurare și capacele lor, utilizate în acest tratament dur, asigură o producție neîntreruptă și o lungă durată de funcționare fără intervenții de întreținere. INCONEL 600 este un aliaj de nichel cu 16% crom și 7% fier, rezistent la oxidare și coroziune prin agenți chimici, în special la temperaturi înalte.

INCONEL 600 este numai unul din vasta serie de aliaje combinate, produse de Henry Wiggin & Company Limited, care vă ține la dispoziție informații amănunțite asupra aliajelor de nichel WIGGIN, în limba engleză, germană sau franceză.

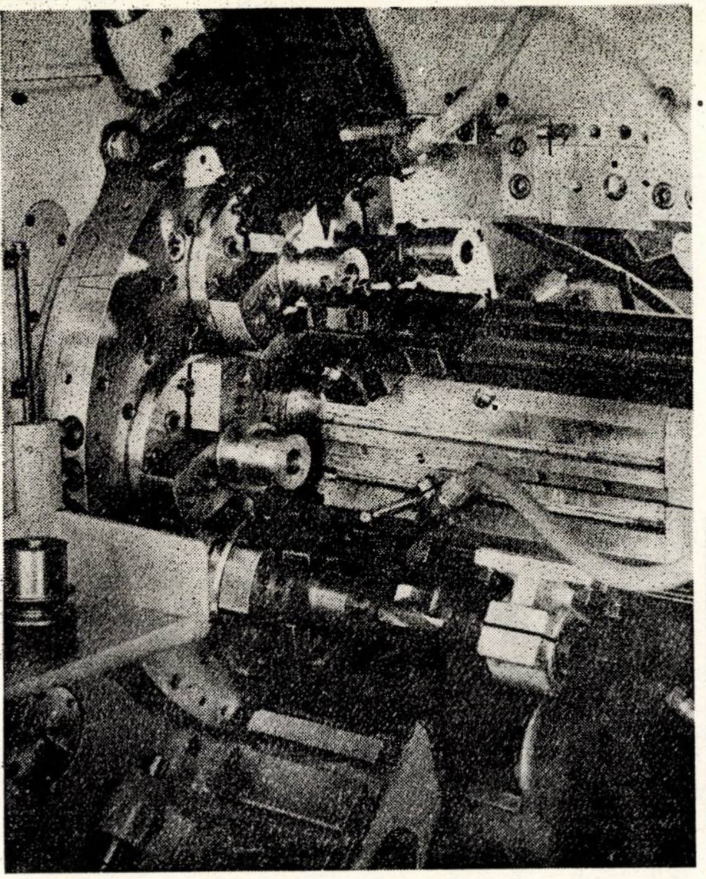
Expediați cuponul sau, dacă preferați, scrieți la adresa de mai jos :

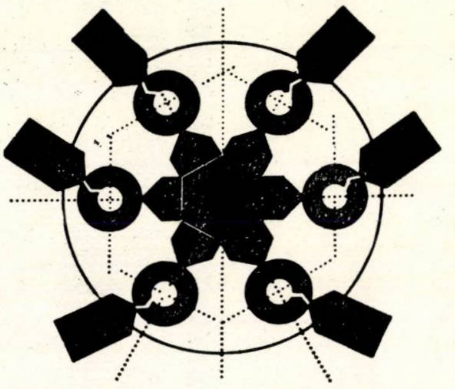
Vă rog expediați-ne informații suplimentare asupra aliajului INCONEL 600.
(Rugăm folosiți litere de tipar)
Numele : . . . .
Profesiunea : . . . .
Numele întreprinderii : . . . . .
. . . .
Adresa : . . . .
. . . .
. . . .
Ne interesează de asemenea :
Aliaje rezistente la coroziune.
Aliaje pentru rezistențe electrice
(Rugăm indicați)
R/E/2

HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED
Holmer Road, Hereford, United Kingdom
WIGGIN NICKEL ALLOYS

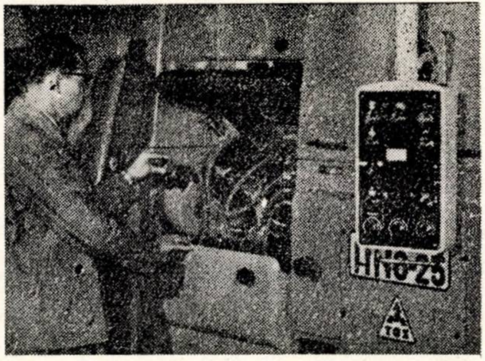
WIGGIN și INCONEL sînt mărci comerciale înregistrate

PUBLICOM





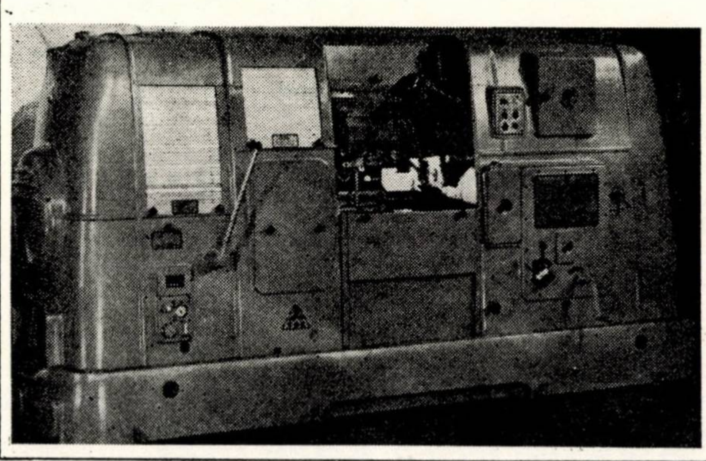
Randament mare, durată de reglaj redusă, funcţionare cu mare precizie

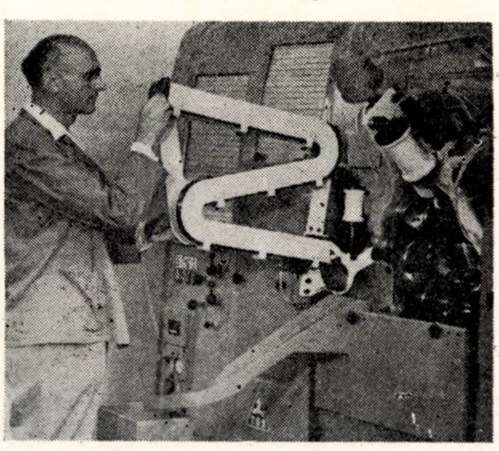


Strungurile automate cu şase capete AN 6/25 şi AN 6/40, precum şi cele semiautomate ANK 6/160 sînt foarte apreciate pentru prelucrarea pieselor complexe, începînd de la bare şi pînă la piesele mecanice. Dau posibilitatea de a se prelucra simultan două piese complexe, prin utilizarea indicatorului duplex. Echipate cu un butoiaş longitudinal cu ax hexagonal, cu un butoiaş portcap de strung şi cu cărucioare longitudinale şi transversale. Comanda avansului cărucioarelor portscule se face cu ajutorul camelor-disc. Reglarea scoaterii pieselor se face prin deplasarea transmisiilor cu pîrghie. Reducerea automată a vitezei fusului pentru obţinerea vitezei de tăiere optimă.
Întreprinderea ZPS Gottwaldov are o tradiţie de lungă durată.

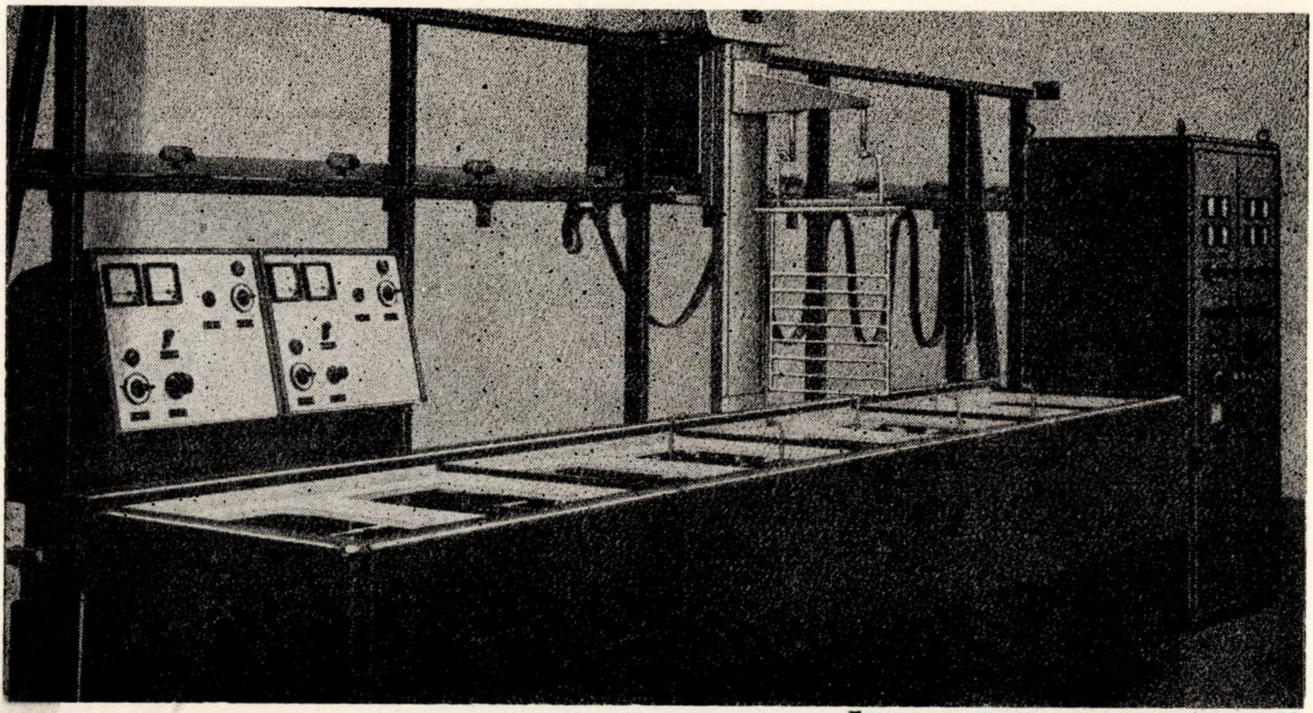
garantează maşinile: AN 6/25
AN 6/40
ANK 6/160

Strojimport
Vinohradska 184 Praga 3. Cehoslovacia





PUBLICOM



PICOMAT

Cheson pentru galvanizarea de precizie, pentru producție, laborator și pentru stațiile pilot.

VEM

PICOMAT este un sistem de cuve pentru instalații care servesc pentru tratamentele electrochimice ale suprafețelor și pentru acoperirea cu un strat protector a pieselor mici și foarte mici.

PICOMAT are aplicații universale, în variate tehnologii și în tratamente electrochimice diferite în mecanica fină, în optică, în electrotehnică, în electronică, în construcția de aparate și în industria ceasornicelor și a bijuteriilor.

Chesoanele PICOMAT individuale pot fi alese și asamblate pentru fiecare procedeu dorit și servesc pentru procesele de finisare economică.

photography.

PICOMAT oferă multe avantaje:

- montaj și deservire simple
- execuția montajului ușoară în cazul cînd se folosesc materiale plastice rezistente la coroziune
- dispunere variată a recipientelor și posibilitatea unei interschimbări rapide
- posibilități variate de dispunere a sistemelor de alimentare prin introducerea a 1, 2 sau mai multor alimentatoare

Aceste avantaje, precum și execuția într-o formă și culoare modernă asigură o putere înaltă instalațiilor PICOMAT, cu cheltuieli reduse. Garantăm termene de livrare scurte.

VEB GALVANOTECHNIK
LEIPZIG
DDR — 705 Leipzig
Torgauer Strasse 76
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Exportator:

TechnoCommerz GmbH

TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 4—6

Reprezentant:

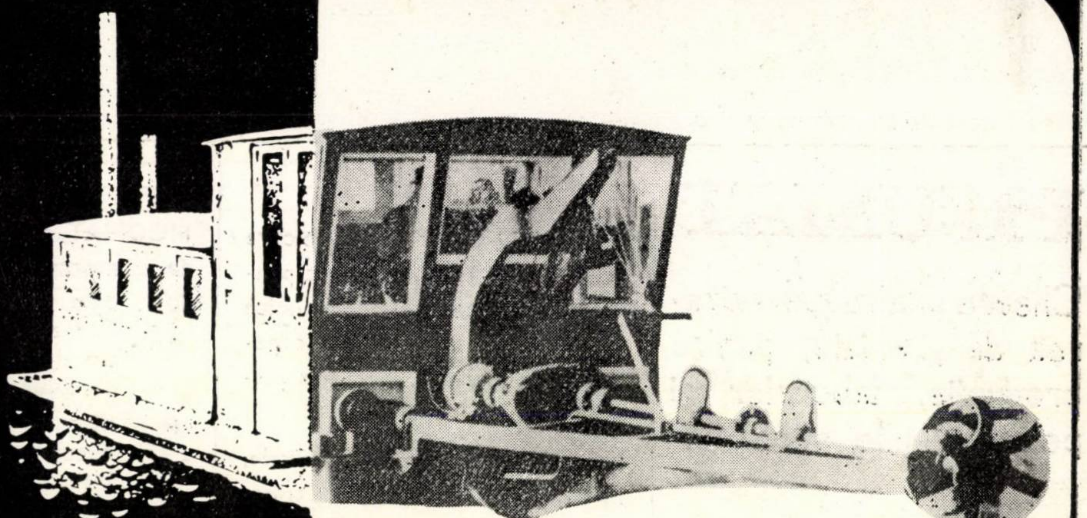
Ambasada DDR în R.S. România, HPA-TKB
TechnoCommerz
București
Drumul Taberei
str. Compozitorilor, nr. 30
Scara 1

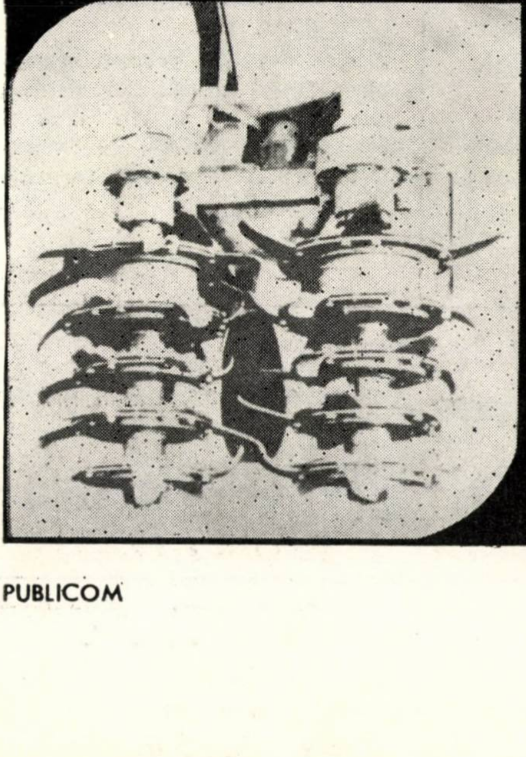
PUBLICOM

SUDOIMPORT

Maşina plutitoare universală UPM–2

Dimensiunile şi greutatea, precum şi mecanismele moderne de tratare a solului, conferă maşinii plutitoare calitatea de universală. Maşina UPN-2 este de neînlocuit pentru lucrările hidraulice, pe şantiere, în timpul dragării şi asanării terenurilor.



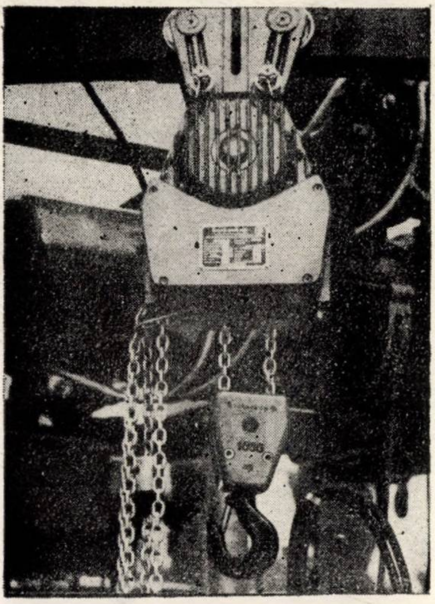


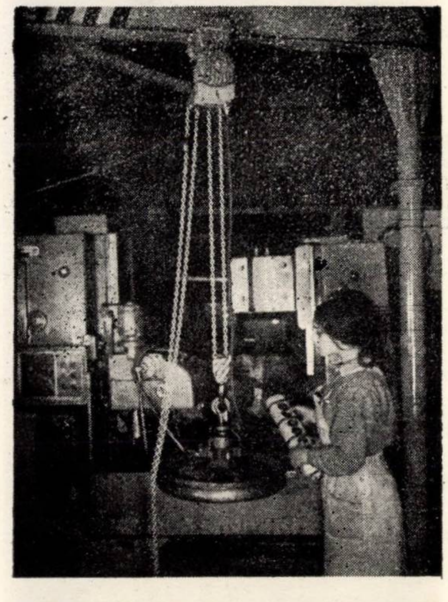
Adîncimea maximă de tratare a solului, m :	
dispozitivul absorbitor . . .	3.5 – 6
dispozitivul de dezagregare cu rotor. . .	2,3
dispozitivul de dezagregare cu freză. . .	3,2
dispozitivul care extrage apa. . .	2,5
Puterea motorului Diesel, C.P. . . .	55
Dimensiunile maşinii, m. . .	6,7 ×2,5× ×0,9
Lungimea tubului aspirator, m :	
plutitor. . .	53
de coastă. . .	28
Greutatea de transport a maşinii t. . .	5

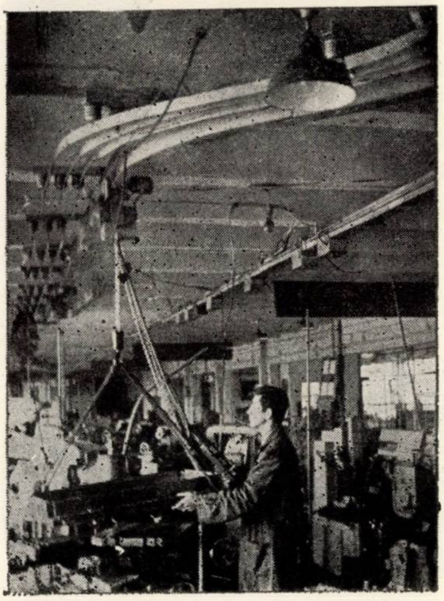
EXPORTATOR :
V O SUDOIMPORT str. Kaliaevskaia, nr. 5 Moscova K—6
U.R.S.S. Telefon : 251-05-05 Telex : 587

PUBLICOM

balkancar







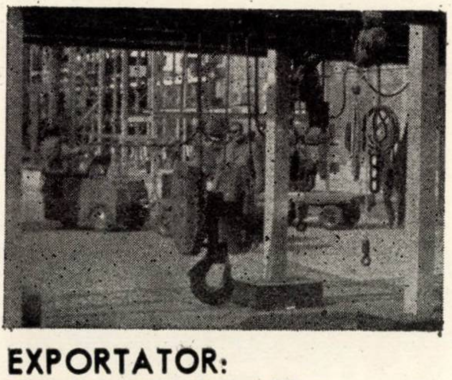
Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

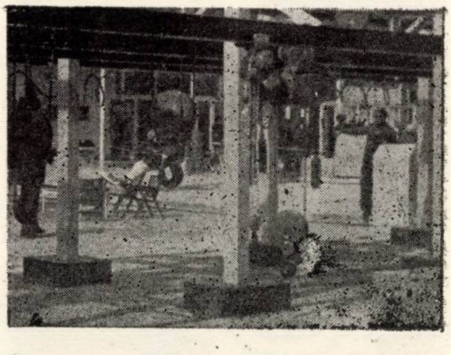
- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m



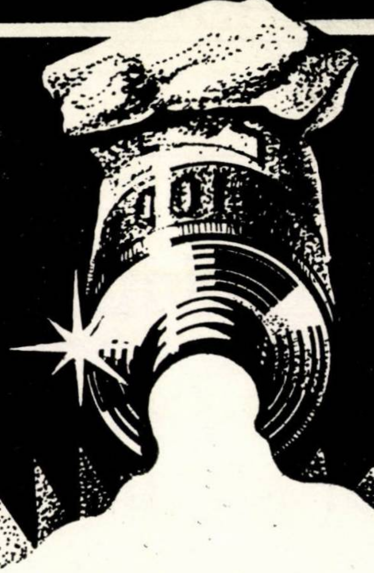


EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM

STANKOIMPORT



PASTE
CU DIAMANT DIN
U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul şi şlefuirea suprafeţelor metalelor şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**
— solubile în solvenţi organici — 0
— solubile în apă — B ;
în trei concentraţii: 2, 5 şi 10% şi în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

Pentru orice informaţii, adresaţi-vă la: V/O „Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport Moscova Telex: 227; Telefon 244—21—32

СтИ

STANKOIMPORT

Gata de plecare
oricînd și oriunde

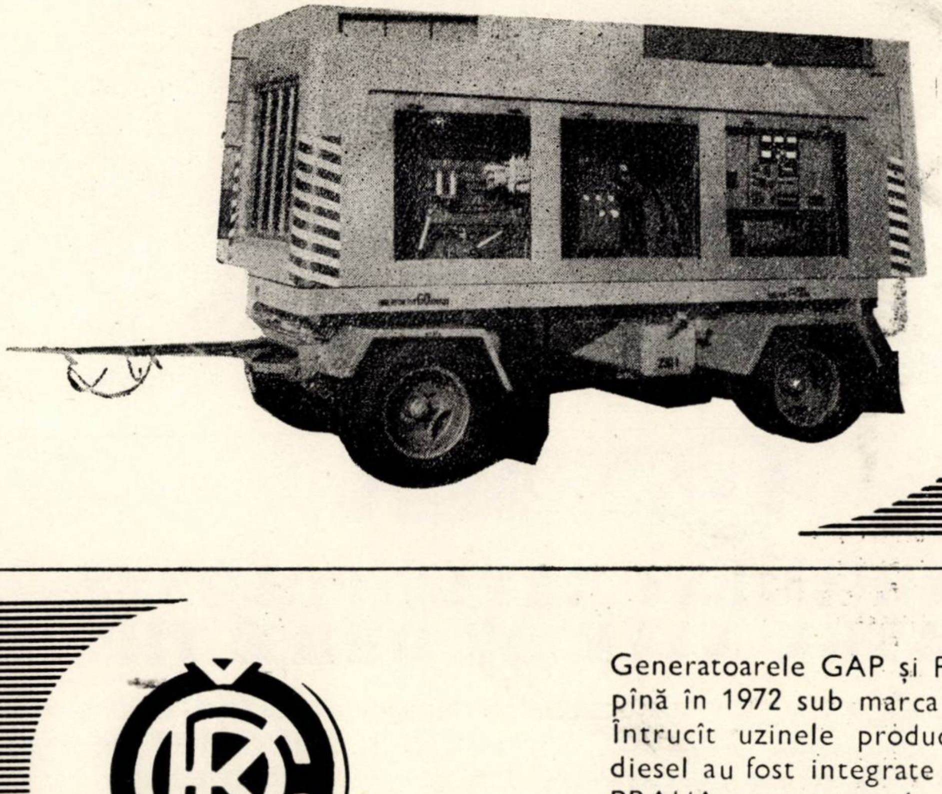
GENERATOARE MOBILE ČKD de tip GAP și PDC

Generatoarele mobile ČKD sînt fabricate de Combinatul ČKD PRAHA în două variante: modele GAP cu capacități de 23, 35, 48 sau 73 kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 110

modele PDC cu capacități de 140 sau 200kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 160

Ambele tipuri funcționează corect pe terenuri dificile și în condiții de climă severă, fiind protejate împotriva intemperiilor.

Surse de putere absolut necesare
- pe șantiere de orice categorie
- în prospecțiuni geologice
- în agricultură



Generatoarele GAP și PDC au fost livrate pînă în 1972 sub marca comercială SKODA. Întrucît uzinele producătoare de motoare diesel au fost integrate în Combinatul ČKD PRAHA, generatoarele și motoarele menționate mai sus sînt fabricate acum sub marca comercială ČKD, caracteristicile lor tehnice rămînînd aceleași.

Rețineți :

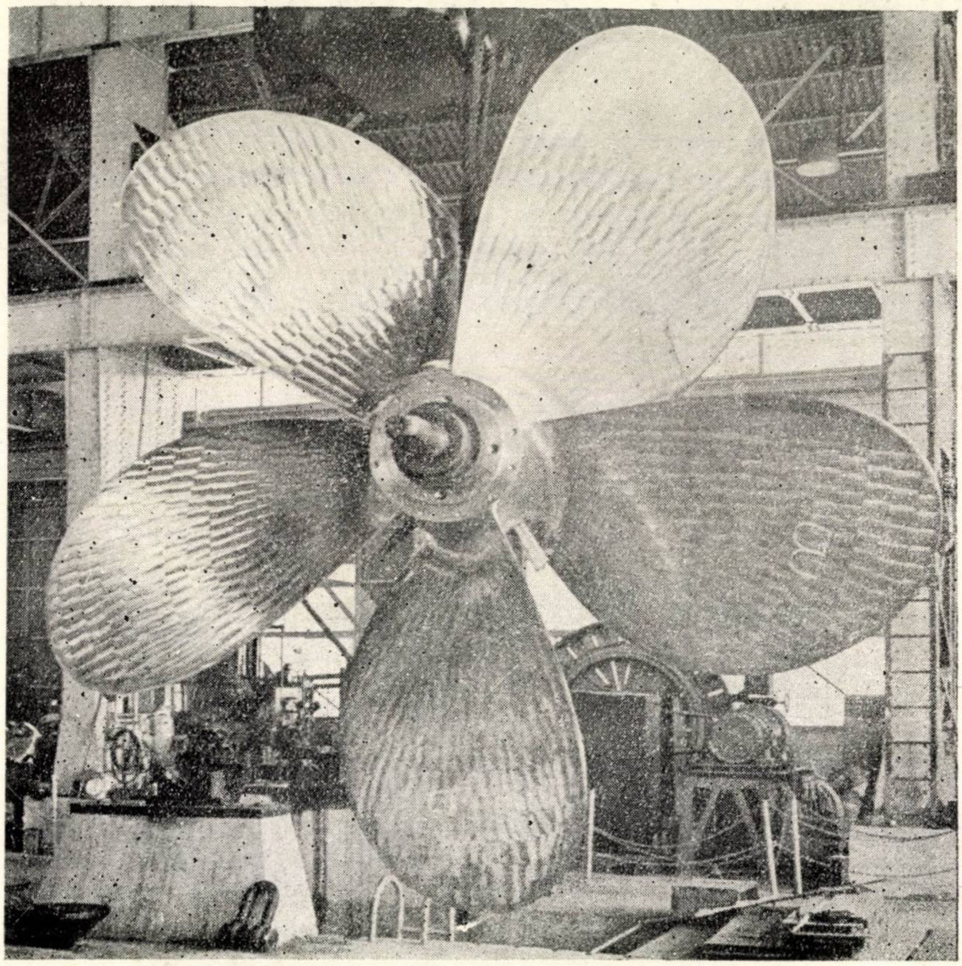
Generatoarele mobile GAP și PDC asigură necesarul de putere electrică independent de sistemul de distribuție, adică exact acolo unde aveti nevoie.

Pentru alte amănunte asupra generatoarelor mobile GAP și PDC adresați-vă exportatorului.

pragoinvest

Cutia poștală 890
PRAHA — Cehoslovacia

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări.
CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

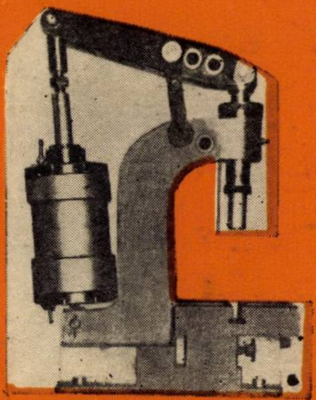
PUBLICOM

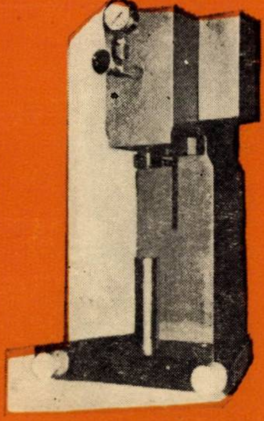
FABRICA
DE MATRIȚE, SCULE
ȘI UTILAJE
TEHNOLOGICE
PENTRU INDUSTRIA
ELECTROTEHNICĂ

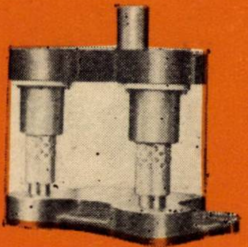
ELECTROtimiș

PRODUCE:

- agregate și linii tehnologice
- utilaje pentru operații de bobinaj
- utilaje pentru prelucrări mecanice
- ștanduri
- prese hidraulice și pneumatice
- utilaje pentru operațiile de debitare
- utilaje pentru montaj și asamblare
- ștanțe, matrițe, cochilii







TIMIȘOARA

- Calea Buziașului nr. 15
- telefon 15820

I.P.R.S. Băneasa

APRILIE						
L		2	9	16	23	30
M		3	10	17	24	
M		4	11	18	25	
J		5	12	19	26	
V		6	13	20	27	
S		7	14	21	28	
D	**1**	**8**	**15**	**22**	**29**	

Produce:

1973 SEP 20

COMPONENTE PASIVE

REZISTOARE

- cu peliculă de carbon
- bobinate

TERMISTOARE CERAMICE

- cu coeficient de temperatură negativ

CONDENSATOARE

- polistiren (tip STYROFLEX)
- poliester metalizat (tip MYLAR)
- hîrtie metalizată
- hîrtie şi ceară
- hîrtie şi ulei
- pentru echipament auto
- pentru antiparazitare
- electrolitice normale
- electrolitice miniatură
- ceramice de tip I
- ceramice de tip II

CABLAJE IMPRIMATE

- simplu faţă
- dublu faţă

Str. EROU IANCU NICOLAIE Nr. 32
BUCUREŞTI II — ROMÂNIA
TELEFON 33.38.30 TELEX 011.203

COMPONENTE ACTIVE CU Ge

TRANZISTOARE

- de joasă frecvenţă
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- de înaltă frecvenţă şi drift de mică putere

DIODE

- cu contact punctiform
- redresoare de medie putere
- fotodiode

COMPONENTE ACTIVE CU Si

TRANZISTOARE PLANARE

- de înaltă frecvenţă şi comutaţie

DIODE

- stabilizatoare de tensiune, de mică putere
- redresoare de mică putere
- redresoare de medie putere
- redresoare pentru puteri mari

CIRCUITE INTEGRATE

LOGICE

- de viteză medie
- rapide

LINIARE

INTREPRINDEREA DE PIESE RADIO
ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

E 3279

R

FOLYÓIRAT

CONSTRUCTIA
DE MASINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXV • nr. 6 • IUNIE 1973

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI

TIMPURI NOI
BUCUREŞTI
Diesel

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU:

Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c. ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM² PENTRU:

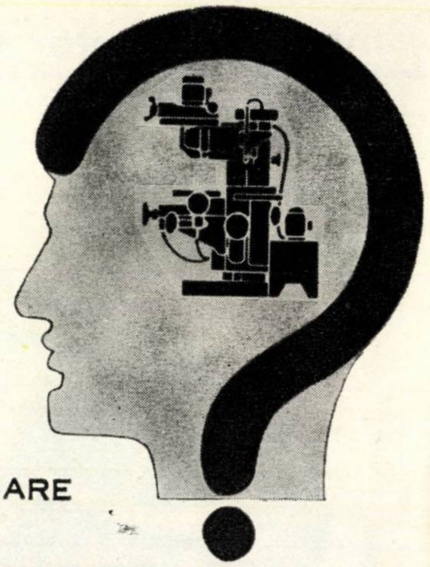
Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

Pentru orice motor ● Pentru orice mașină ● Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție
cu o gama variată
de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
rulmenți pentru utilaj petrolier
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.



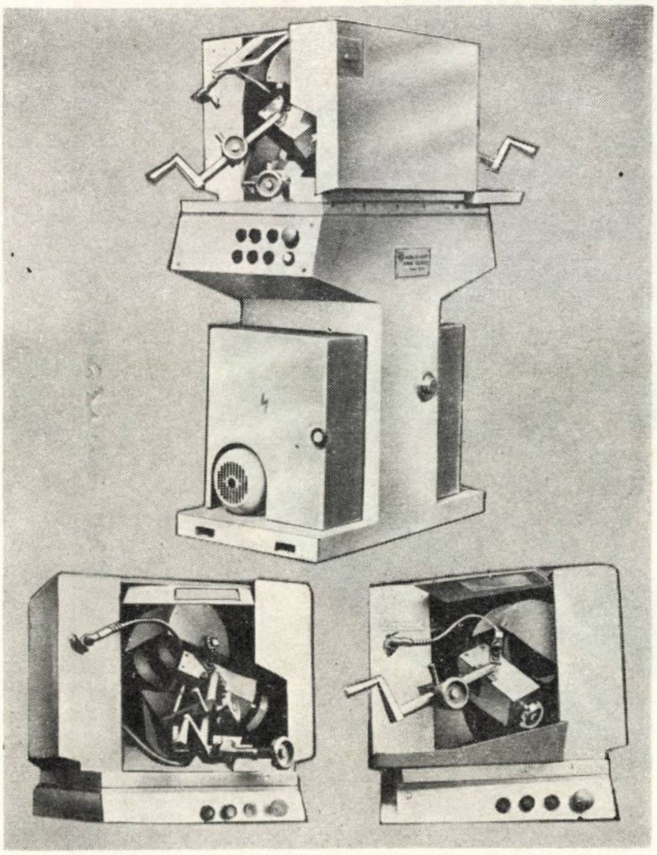
DORIȚI

CA UNITATEA DV. SĂ FIE DOTATĂ CU MAȘINI DE MARE PRODUCTIVITATE ȘI PRECIZIE RIDICATĂ?

INTREPRINDEREA MECANICĂ-SUCEAVA

Calea Unirii nr. 26. tel. 10.351

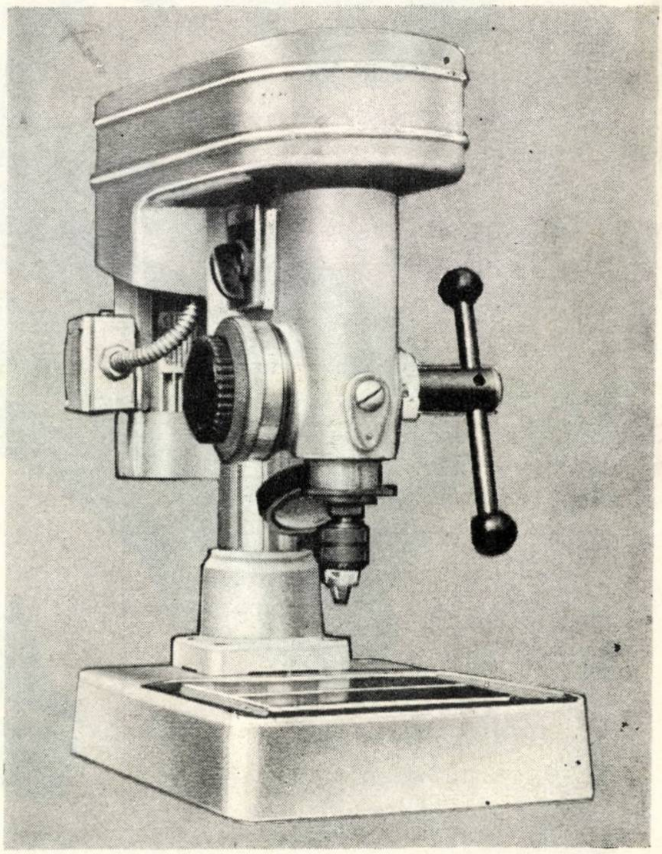
vă poate oferi:



MAȘINA DE ASCUȚIT BURGHIE TIP MAB-65

Mașina este destinată ascuțirii burghielor elicoidale în gama de la ∅ 5 la ∅ 65 mm, după suprafețe cilindro-eliptice prin procedeele „ELBITOR" și „ELBI."

Burghiele ascuțite pe această mașină au o durată de utilizare de 4—12 ori mai mare decît burghiele ascuțite prin procedeele clasice.



MAȘINA DE GĂURIT, DE BANC, TIP G 6-M

Mașina este destinată operațiilor de găurire pînă la ∅ 6 mm.

Se mai pot executa operații de adîncire, lamare, lărgire.

Mașina are 10 trepte de turație cuprinse în intervalul 1320—11800 rot/min.

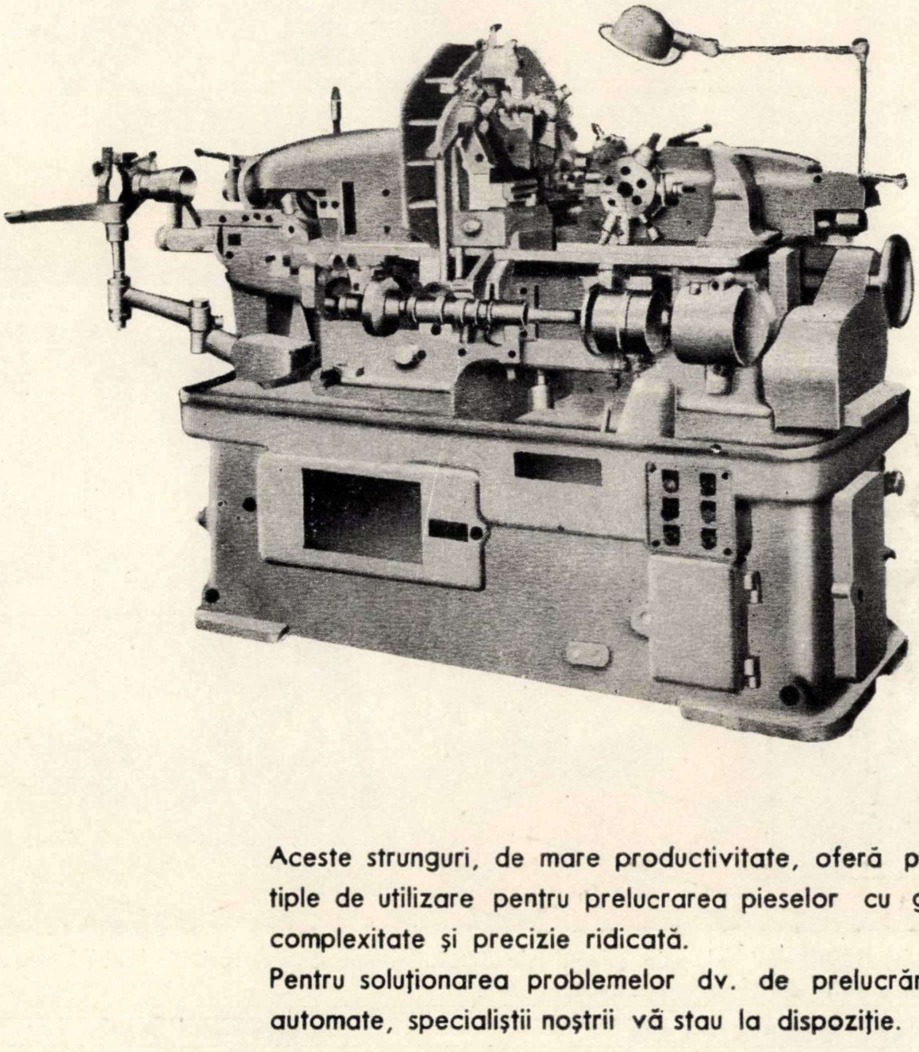
ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ — SUCEAVA — MAI **PRODUCE**:

● ferăstrae alternative FA — 300 ● mașini de găurit G — 13 ● mașini de tăiat oțel beton — FTOB ● mașini de roluit tablă MRT — 1,5 ● mașini de bordurat tablă MBT — 1,5 ● polizoare duble PD—500 și PD — 300 ● diverse elemente tipizate pentru agregate (montanți, socluri, batiuri, sănii cu avans hidraulic etc.)

PRODUSELE SE LIVREAZĂ PE BAZĂ DE COMANDĂ ȘI NIVELURI ACORDATE DE CENTRALA DE MAȘINI-UNELTE.

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60

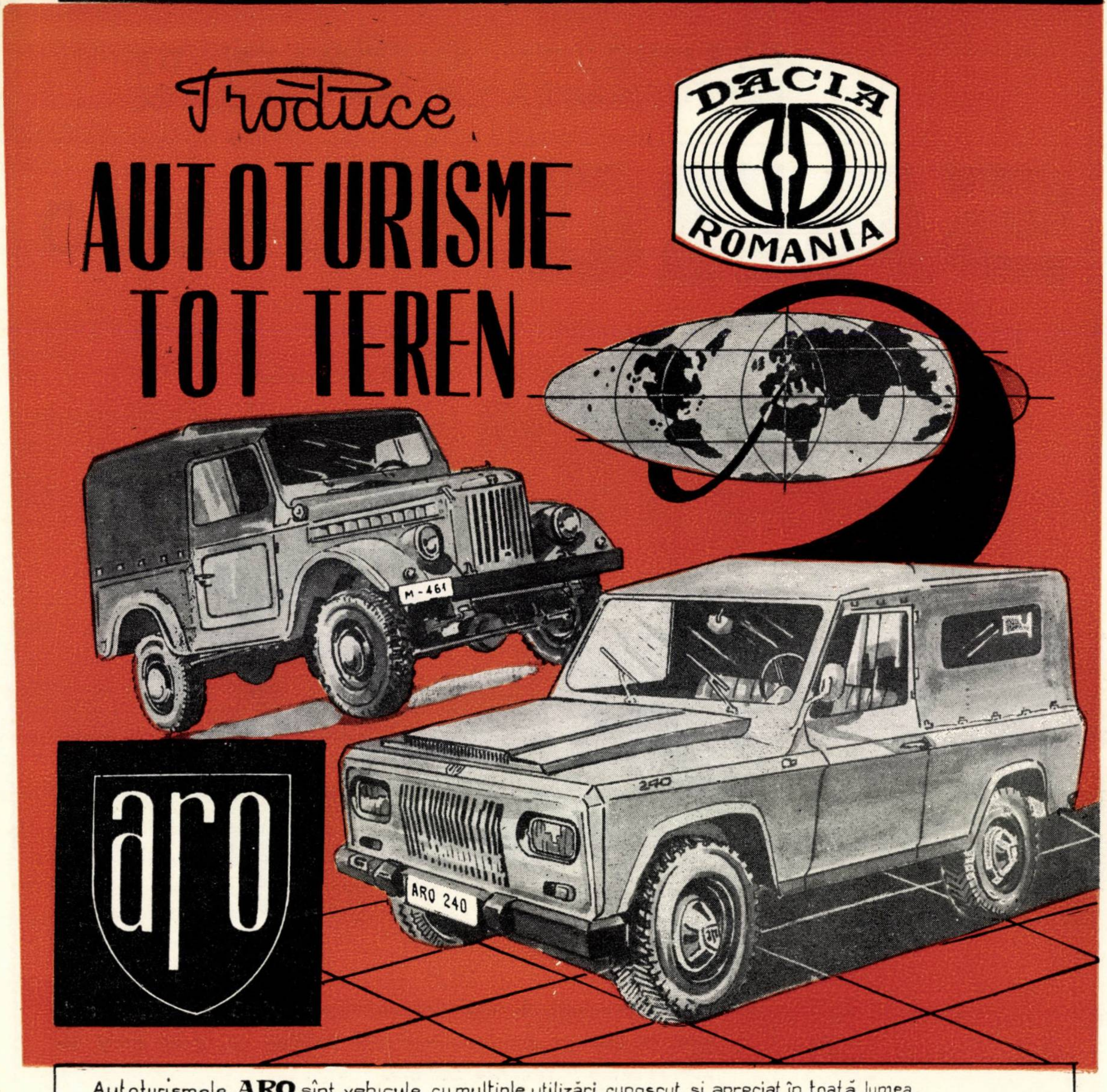


Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.
Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL



Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut și apreciat în toată lumea.
Caracteristicile sale de trecere sînt excepționale:

CARACTERISTICI	**ARO** M461-C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcția lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele și neamenajate, în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane și marfă	8 pers. sau 0,650 t	8 pers. sau 0,700 t	5 pers. sau 0,535 t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 C.P. la 4000 rot/min	80 C.P. la 4200 rot/min	80 C.P. 4200 rot/min
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL

CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEȚUL ARGEȘ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷1008 Telex: 018259

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETARI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, IUNIE Nr. 6, 1973

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CUPRINS

Darabont A.V. și Văiteanu, D. — Combaterea zgomotului și a vibrațiilor la mașini-unelte 335
Demian, Tr.: — Influența uzurii din lagărele cu suprafețe sferice asupra erorii fundamentale de indicație a aparatelor 339
Ene, D. și Varga, T. — Matrițarea conurilor cu dinți pentru sapele de foraj. 342
Matei Lucia: — Contribuții la prelucrarea prin procedee mecanico-chimice a pieselor de la pompele de injecție 347
Palade D. și Standeisky, J.: — Experimentări privind determinarea unor componente de fiabilitate a manometrelor fabricate în țară 351
Popovici, P. și Opriș, O.: — Verificarea pneumatică a recipientelor în condiții de securitate. Metodă și stand. 355
Pridvornic, M.: — Unele probleme tehnice și economice ale extinderii tehnologiei de extruziune la rece în ramura construcțiilor de mașini 358
Sandu, Gh. I. — Considerații în legătură cu generarea cinematică a suprafețelor evolventice drepte. 362
Wegel, G.: — Aprecierea structurii cu ajutorul ultrasunetelor. 368
REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI 373
NOI MATERIALE DOCUMENTARE 382
MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE 386

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă, ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor șef rubrică: Elena Ștefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

SUMAR

CZ 621.91-75

Darabont, A. V. şi *Văileanu D.* : **Combaterea zgomotului şi a vibraţiilor la maşini-unelte.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 335–339

CZ 621.822.004.62

Demian, Tr. : **Influenţa uzurii din lagărele cu suprafeţe sferice asupra erorii fundamentale de indicaţie a aparatelor**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 339–342

CZ 622.24.053 :621.979.073

Ene, D. şi *Varga, T.* : **Matriţarea conurilor cu dinţi pentru sapele de foraj.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 342–346

CZ 621.43.038.5 : 621.9.047

Matei, Lucia : **Contribuţii la prelucrarea prin procedee mecanico-chimice a pieselor de la pompele de injecţie.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 347–350

CZ 681.2 :531.78 (498)

Palade, D. şi *Standeisky, J.* : **Experimentări privind determinarea unor componente de fiabilitate a manometrelor fabricate în ţară.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 351–354

CZ 621.642.001.4

Popovici, P. şi *Opriş, O.* : **Verificarea pneumatică a recipientelor în condiţii de securitate. Metodă şi stand.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 6, p. 355–358

CZ 621.777. :621

Pridvornic, M. : **Unele probleme tehnice şi economice ale extinderii tehnologiei de extruziune la rece în ramura construcţiilor de maşini.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 6, p. 358–362

CZ 531.3

Sandu, Gh. I. ; **Consideraţii în legătură cu generarea cinematică a suprafeţelor evolventice drepte.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 362–363

CZ 620.179.16

Wegel, G. : **Aprecierea structurii cu ajutorul ultrasunetelor**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 6, p. 368–372

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI 373–382

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 382–385

MANIFESTĂRI ŞTIINTIFICE ŞI TEHNICE 386–391

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI'', organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25. Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul, Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia'', Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2624

Taxele poştale pentru anul 1973, plătite în cont-avans conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

DK 621.91−75

Дарабонт, А. В. и *Вэйтяну, Д.*: **Устранение шума и вибраций станков**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 335−339

DK 621.822.004.62

Демян, Тр.: **Влияние износа подшипников со сферической поверхностью на фундаментальные ошибки показаний приборов**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 339−342

DK 622.24.053 : 621.979.073

Ене, Д. и *Варга, Т.*: **Штамповка зубчатых конусов для бурового долота**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 342−346

DK 621.43.038.5 :621.9.047

Матей, Лучия: **К вопросу обработки механическо-химическим способом деталей насосов для впрыска**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 347−350

DK 681.2 : 531.78 (498).

Паладе, Д. и *Стандейски, Ж.*: **Испытаыния в связи с определением некоторых надежных составляющих манометров отечественного производства**

Construcţia de Maşini 25 (1973) № 6, стр. 351−354

DK 621.642.001.4

Попович, П. и *Оприш, О.*: **Пневматическа проверка резервуаров в условиях безопасности.—Метод и стенд.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) № 6, стр. 355−358

DK 621.777 :621

Придворник, М.: **Некоторые технические и зкономические проблемы распространения технологии холодного зктрудирования в отрасли машиностроения**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 353−368

DK 531.3

Санду. Г. И.: **К вопросу о кинематическом генерировании прямых евольвентных поверхностей**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 362−368

DK 620.179.16

Вегель, Г.: **Оценка структуры при помощи ультразвуков**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 6, стр. 368−372

ДОСТИЖЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ 373−382

НОВЫЕ ДОКУМЕНТАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ 382−385

ПРОЯВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ НАУКИ И ТЕХНИКИ 386−391

INHALT

DK 621.91−75

Darabont, A. V. und *Văiteanu, D.*: **Schwingungs-und Lärmbekämpfung an Werkzeugmaschinen**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 335−339

DK 621.822.004.62

Demian, Tr.: **Einfluss des Verschleisses in Kugelzapfenlagern auf Grundanzeigefehler der Apparate**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 339−342

DK 622.24.053 :621.979.073

Ene, D. und *Varga, T.*: **Gesenkschmieden des Zahnkegels für Bohrmeissel**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 342−346

DK 621.43.038.5 :621.9.047

Matei, Lucia: **Beiträge zur Bearbeitung der Einspritzpumpenbestandteile durch mechanisch-chemische Verfahren**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 347−350

DK 681.2 :531.78(498)

Palade, D. und *Standeisky, J.*: **Versuche zur Bestimmung einiger Betriebssicherheitsbedingungen der, im Land gebauten Manometer**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 351−354

DK 621.642.001.4

Popovici, P. and *Opriş, O.*: **Pneumatische Testung der Behälter unter Sicherheitsbedingungen. Verfahren und Prüfstand**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 355−358

DK 621.777 :621

Pridvornic, M.: **Einige technische und wirtschaftliche Probleme der Ausweitung des Strangpresses im Kaltverfahren im Bereich des Maschinenbaus**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 358−362

DK 531.3

Sandu, Gh. I.: **Erwägungen in bezug auf die kinematische Formung gerader Umdrehungsflächen**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 362−368

DK 620.179.16

Wegel, G.: **Gefügebewertung mit Hilfe des Ultraschalls**

Construcţia de Maşini 25 (1973), H. 6, S. 368−372

LEISTUNGEN DER INDUSTRIE IN UNSEREM LAND 373−382

NEUE DOKUMENTATIONSMATERIALE 382−385

WISSENSCHAFTLICHE UND TECHNISCHE VERANSTALTUNGEN 386−391

CONTENTS

DC : 621.91–75

Darabont, A. V. and *Văiteanu, D.* : **Noise and vibrations control in machine-tools.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 335–339

DC : 621.822.004.62

Demian, Tr. : **Influence of the wear occuring in curved surface bearings on the measuring-instrument error.**

Construcţia de Maşini 25 (1973). No 6, p. 339–342

DC : 622.24.053 :621.979.073

Ene, D. and *Varga, T.* : **Die-forging of toothed cones of bits**

Construcţia de Maşini 25 (1973). No 6, p. 342–346

DC : 621.43.038.5 :621.9.047

Matei, Lucia : **Contribution to mechanical-chemical processing of injection pump parts.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 347–350

DC : 681.2 :531.78 (498)

Palade, D. and *Standeisky, S.* : **Experiments for the determination of working reliability components of manometers made în Romania.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 351–354

DC :621.642.001.4

Popovici, P. and *Opriş, O.* : **Pneumatic checking of security conditions of containers. Methods and stands.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 355–358

DC : 621.777 :621.

Pridvornic, M. : **Same technical and economic problems of the technological extension of cold extrusion in the field of machine building.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 358–362

DC 531.3

Sandu, Gh. I. : **Considerations on kinematic generation of right revolving surfaces.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 362–368

DC : 620.179.16

Wegel, G. : **Structure assessment with the help of ultrasonics**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 6, p. 368–372

ACHIEVEMENTS OF ROMANIAN INDUSTRY. 373–382

NEW DOCUMENTARY MATERIALS 382–385

SCIENTIFIC AND TECHNICAL EVENTS. 386–391

SOMMAIRE

CD 621.91–75

Darabont, A. V. et *Văiteanu, D.* : **La lutte contre le bruit et les vibrations des machines-outils.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 335–339

CD 621.822.004.62

Demian, Tr. : **L'influence de l'usure dans les paliers à surfaces sphériques sur l'erreur fondamentale d'indication des appareils.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 339–342

CD 622.24.053 : 621.979.073

Ene, D. et *Varga, T.* : **L'estampage des cônes à dents pour les tiges de forage.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 342–346

CD 621.43.038.5 :621.9.047

Matei, Lucia : **Contributions à l'usinage des pièces des pompe à injection au moyen des procédés mécaniques et chimiques.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 347–350

CD 681.2 :531. 78 (498)

Palade, D. et *Standeisky, J.* : **Expérimentations concernant la détermination de certains composants de fiabilité des manomètres fabriqués dans notre pays.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 351–354

CD 621.642.001.4

Popovici, P. et *Opriş, O.* : **La vérification pneumatique des récipients dans des conditions de sécurité. La méthode et le stand.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 355–358

CD 621.777 :621

Pridvornic, M. : **Quelques problèmes techniques et économiques de l'extension de la technologie d'extrusion à froid dans la branche de la Construction des machines.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 358–362

CD 531.3

Sandu, Gh. I. : **Considérations concernant la génération cinématique des surfaces évolventes droites.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 362–368

CD 620.179.16

Wegel, G. : **L'appréciation de la structure à l'aide des ultrasons**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 6, p. 368–372

RÉALISATIONS DE L'INDUSTRIE ROUMAINE 373–382

NOUVEAUX MATÉRIAUX DOCUMENTAIRES 382–385

MANIFESTATIONS SCIENTIFIQUES ET TECHNIQUES 386–391

CZ 621.91-75

Combaterea zgomotului şi a vibraţiilor la maşini-unelte

Dr. ing. Alexandru V. DARABONT – Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii – Bucureşti
Ing. Dan VĂITEANU – Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele

Dezvoltarea impetuoasă a tuturor ramurilor economiei naţionale a condus la o creştere a numărului surselor de zgomot şi vibraţii, avînd ca urmare poluarea cu zgomote şi vibraţii a numeroase locuri de muncă şi a unor zone foarte întinse.

Cercetările efectuate au pus în evidenţă faptul că zgomotul şi vibraţiile care depăşesc anumite intensităţi afectează nefavorabil caracteristicile funcţionale şi de siguranţă ale instalaţiilor şi agregatelor amplasate în zone poluate, cu efecte negative asupra caracteristicilor funcţionale ale acestora, siguranţei în exploatare şi asupra calităţii produselor.

Pe de altă parte, cercetările clinice au pus în evidenţă pe baze statistice că zgomotul şi vibraţiile, care depăşesc anumite limite, prezintă efecte nocive cu grave consecinţe pe plan medico-sanitar prin afectarea sănătăţii şi capacităţii de muncă a muncitorilor, de asemenea printr-o gamă largă de efecte nocive mergînd de la simpla stare de disconfort psihic şi fizic pînă la afecţiuni organice grave, ca scoaterea individului din circuitul economic.

Aspectele medico-sanitare şi cele sociale generează în ultimă instanţă pierderi economice, care rezultă din scăderea capacităţii de muncă fizică şi intelectuală, scoaterea din circuitul productiv (temporar sau definitiv) a unui număr mare de muncitori ca urmare a îmbolnăvirilor şi accidentelor profesionale, concedii medicale plătite şi pensionări premature ş.a.

Metodele moderne de combatere a zgomotului şi vibraţiilor urmăresc atingerea a trei scopuri distincte:

— un scop de natură tehnică, care constă în realizarea de instalaţii, agregate şi diverse construcţii în condiţii care să elimine generarea de zgomot şi vibraţii peste limitele admise, în vederea evitării atît a înrăutăţirii caracteristicilor funcţionale, cît şi a scăderii calităţii produselor şi a degradării premature a elementelor componente ale acestora;

— un scop de natură socială, care constă în înlăturarea aspectului de noxă socială pe care o prezintă poluarea cu zgomote şi vibraţii, prin procentul mare de muncitori afectaţi de aceste efecte nocive;

— un scop de natură medico-sanitară, care constă în protejarea individului împotriva efectelor complexe provocate de aceste noxe, efecte care afectează confortul fizic şi psihic, starea de sănătate şi capacitatea de muncă.

Datorită acţiunii nocive a zgomotului şi vibraţiilor asupra organismului uman a fost necesară stabilirea unor nivele limită ale acestor noxe, a căror depăşire să nu fie permisă. În ţara noastră, limitele admise de zgomot şi vibraţii la locurile de muncă sînt stabilite în normele republicane de protecţie a muncii (N.R.P.M.).

Limitele admise de zgomot sînt date de curbele Cz, care reprezintă nivelul de presiune acustică L în dB, în funcţie de frecvenţa în Hz, şi sînt valabile pentru toate locurile de muncă situate pe teritoriul organizaţiilor socialiste. Alura curbelor Cz este reprezentată în figura 1.

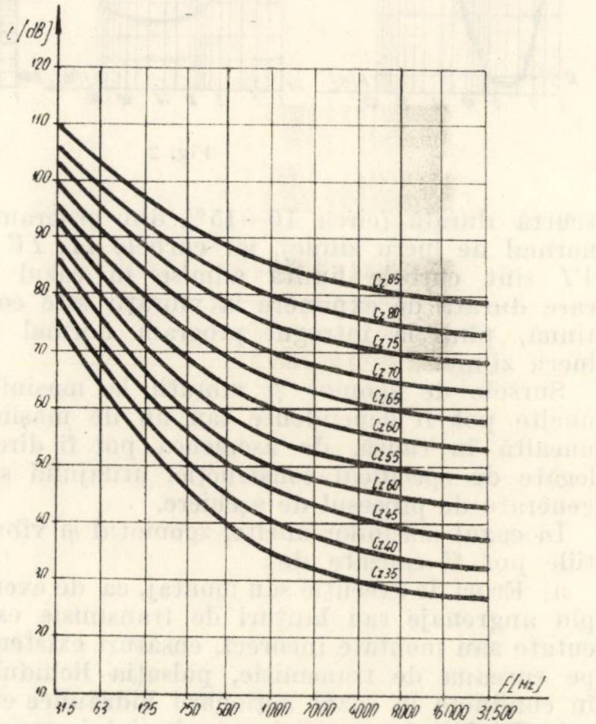


Fig. 1

Curbele Cz sînt valabile pentru acele locuri de muncă în care expunerea la zgomot este permanentă şi pe o durată de minimum cinci ore din programul de lucru zilnic.

Se consideră că zgomotul dintr-un loc de muncă nu se încadrează în limita admisă atunci cînd curba spectrului său depăşeşte curba Cz recomandată pentru acel loc de muncă, la una sau mai multe frecvenţe.

Limitele admise de N.R.P.M. pentru caracteristicile vibraţiilor (acceleraţie, viteză, amplitudine) în diferite locuri de muncă sînt ilustrate în figura 2.

Curbele *I*, *III* şi *V* reprezintă limitele admise în cazul în care expunerea la vibraţii este de scurtă durată (circa 10—15% din programul normal de lucru zilnic), iar curbele *II*, *IV* şi *VI* sînt curbele limită admise în cazul în care durata de expunere la vibraţii este continuă, pînă la întregul program normal de lucru zilnic.

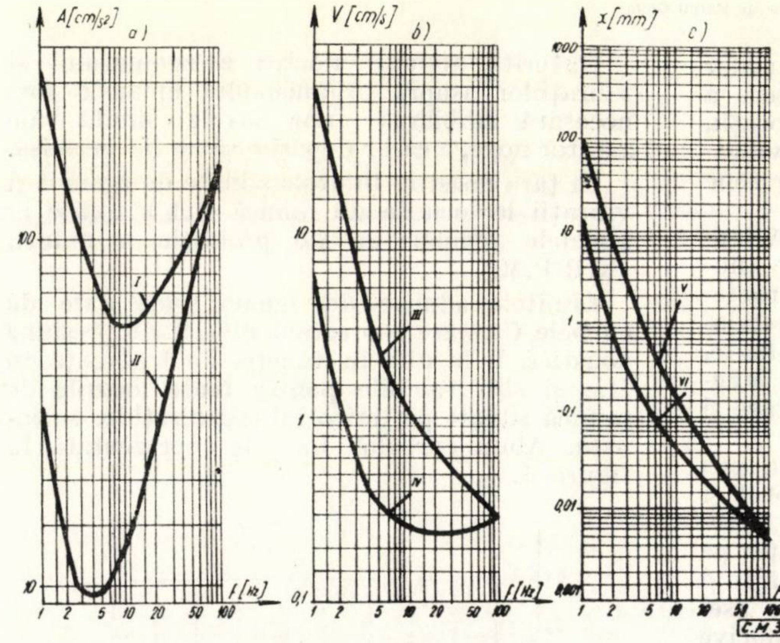


Fig. 2

Sursele de zgomot şi vibraţii la maşinile-unelte pot fi dependente sau nu de maşina-unealtă în cauză, de asemenea pot fi direct legate de specificul construcţiei utilajului sau generate de procesul de aşchiere.

În cazul maşinilor-unelte, zgomotul şi vibraţiile pot fi cauzate de:

a) Erori de execuţie sau montaj, ca de exemplu angrenaje sau lanţuri de transmisie executate sau montate incorect, cusături existente pe cureaua de transmisie, pulsaţia lichidului în conducte în cazul acţionării hidraulice etc.

b) Rigiditatea insuficientă a batiului maşinii.

c) Echilibrarea insuficientă a pieselor ce urmează a se prelucra.

d) Funcţionarea unor subansambluri componente, ca motoare de acţionare, pompe pentru uleiul de ungere sau pentru acţionare etc.

c) Fenomene legate de procesul de aşchiere, cum sînt vibraţiile piesei de prelucrat şi ale sculei.

Pentru a combate propagarea zgomotului şi a vibraţiilor în ultimul timp a început să se introducă, pe scară din ce în ce mai largă, montarea maşinilor-unelte pe reazeme vibroizolante, fără fundaţie [1]. O asemenea montare asigură o vibroizolare bună a maşinilor-unelte, o precizie şi o calitate ridicată a suprafeţelor prelucrate, simplifică operaţia de reamplasare a maşinilor în cazul modificării procesului tehnologic de fabricaţie şi permite dispunerea maşinilor-unelte pe planşeele dintre etajele clădirilor.

Dintre reazemele vibroizolante produse în prezent de diferite firme din străinătate se remarcă cele cu ţesătură de sîrmă produse de firmele Vibrachoc (Franţa) şi Stop-Choc Schwingungstechnik (R.F.G.) pe baza licenţei firmei Robinson Tech. Prod. Inc. (S.U.A) [4], [5].

Reazemele Vibrachoc se execută în două tipuri constructive de bază: cu pernă elastică din ţesătură de sîrmă şi combinat adică pernă elastică şi arc elicoidal cilindric sau conic.

Caracteristicile mecanice ale firelor de oţel inoxidabil din care sînt executate reazemele elastice permit obţinerea unor încărcături admisibile superioare la reazemele din elastomeri, capacitatea portantă admisibilă avînd valori de 49.10^5—69.10^5 N/m², pentru solicitări de compresiune, şi de 390.10^5—490.10^5 N/m², pentru solicitări cu şocuri.

Dintre avantajele acestor tipuri de reazeme amintim:

— vibraţiile mari de temperatură nu influenţează asupra comportării lor; intervalul de temperatură în care se asigură funcţionarea reazemelor este de —90 şi +200°C;

— nu apare pericolul de îmbătrînire a elementului elastic;

— sînt insensibile la acţiunea uleiurilor, solvenţilor, acizilor şi a bazelor;

— au o bună conductibilitate termică.

În funcţie de condiţiile de solicitare statică sau dinamică, se pot alege modelele corespunzătoare.

Astfel în cazul în care apar numai sarcini verticale, se recomandă V-43 (fig. 3), V-143 sau V-120. Caracteristicile lor principale sînt prezentate în tabela 1.

Aceste modele se pot utiliza cu succes la un număr mare de tipuri de maşini-unelte, ca de exemplu la strunguri, maşini de frezat, de alezat, de rabotat, prese hidraulice ş.a.

Pentru cazul sarcinii aplicate paralel cu axa arcului (arcurilor) se pot utiliza modelele V-254 (fig. 4), cu un singur arc, sau V-256, cu patru arcuri.

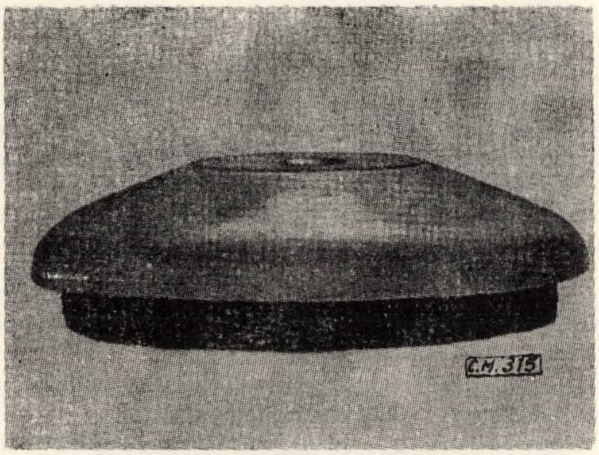


Fig. 3

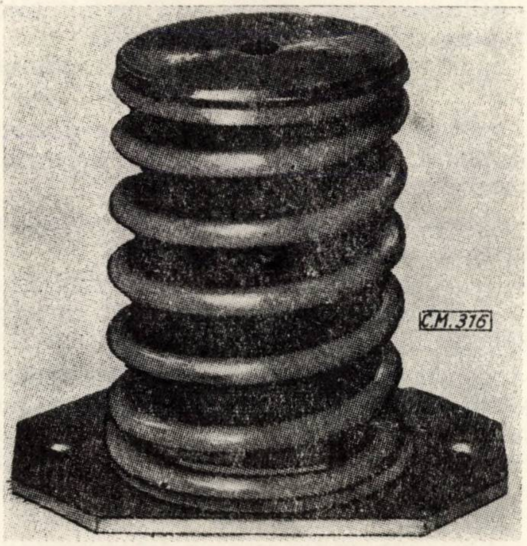


Fig. 4

Caracteristicile lor sînt prezentate în tabela 1.

Modelele cu pernă conică sînt utilizate cu scopul de a prelua atît sarcini verticale cît și laterale. În această categorie intră modelele: V-402 (fig. 5), V-118, V-318 și V-509, V-519.

Tabela 1

Modelul	Sarcina statică în N	Frecvența de rezonanță în Hz
V. 43	490– 2 480	25–40
V. 44	1 960–29 400	25–40
V. 45	4 900–78 500	25–40
V. 120	1 180–24 600	15–20
V. 254–7	150–200	4
V. 254–10	290–390	4
V. 254–14	740–980	4
V. 256–7	490–780	4
V. 256–10	1 220–1 620	4
V. 256–14	2 940–3 920	4
V. 402	294–6 860	15–20
V. 118	490–8 800	18–25
V. 509	490–8 800	15–20

Modelele V-402, V-118 și V-318 pot prelua sarcinile verticale în ambele sensuri.

Principalele lor caracteristici sînt prezentate în tabela 1.

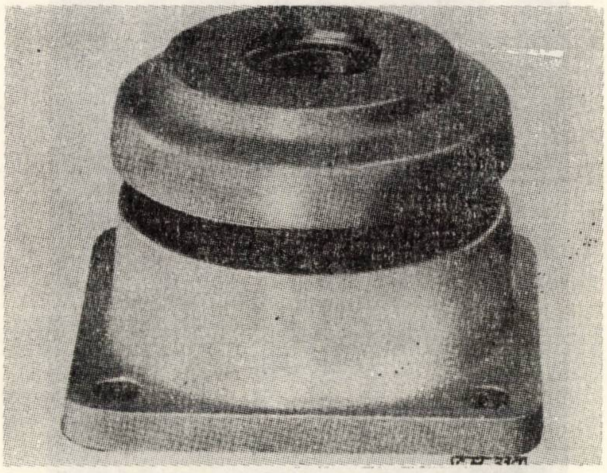


Fig. 5

În figurile 6–9 sînt prezentate cîteva exemple de montare a diferitelor tipuri de mașini-unelte pe reazeme cu țesătură de sîrmă.

Astfel în figura 6 este prezentat un foarfece ghilotină, în figura 7 o mașină de ștanțat, în figura 8 o mașină de rabotat și în figura 9 un strung universal.

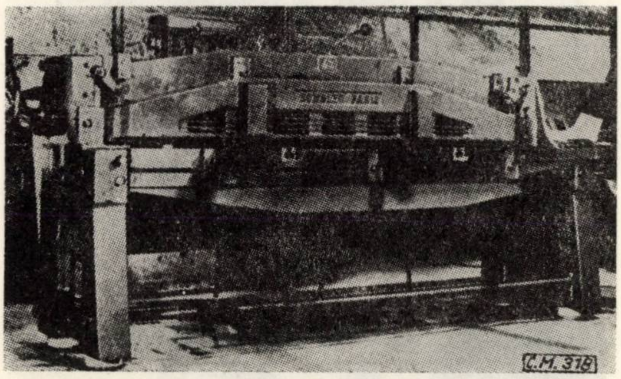


Fig. 6

În tehnologia modernă de prelucrare a metalelor cîștigă o importanță crescîndă prelucrarea prin ștanțare. Această metodă de prelucrare se aplică atît în metalurgia prelucrătoare, cît și în electrotehnică și electronică.

În timpul operației de ștanțare, în momentul terminării tăierii, se eliberează brusc o mare cantitate de energie, a cărei valoare scade brusc de la maxim la zero.

Acest proces este însoțit de o detunătură, ca o explozie. Eliberarea bruscă a acestei mari cantități de energie se răsfrînge asupra duratei de funcționare a presei.

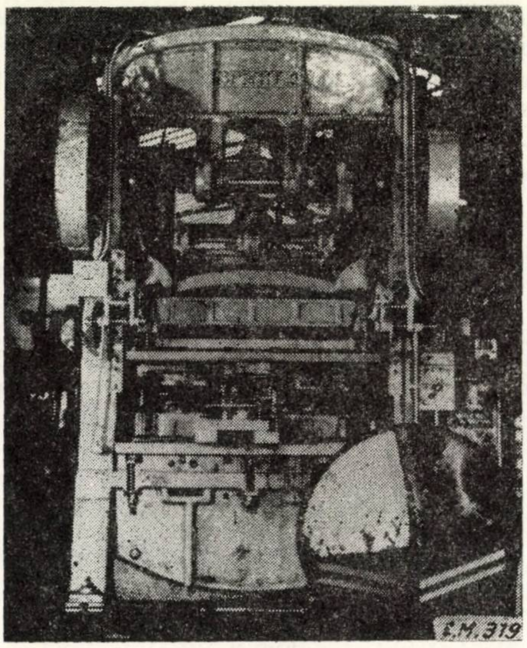


Fig. 7

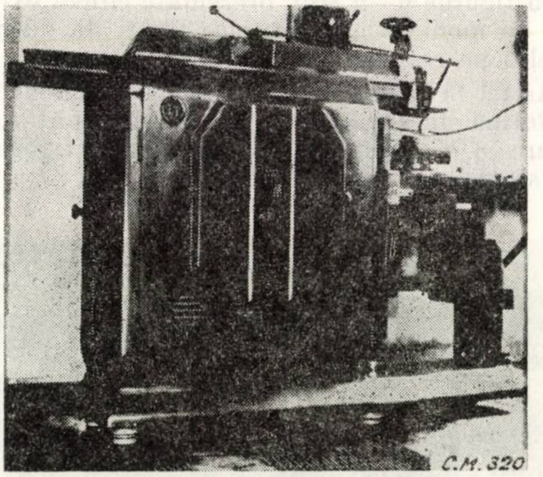


Fig. 8

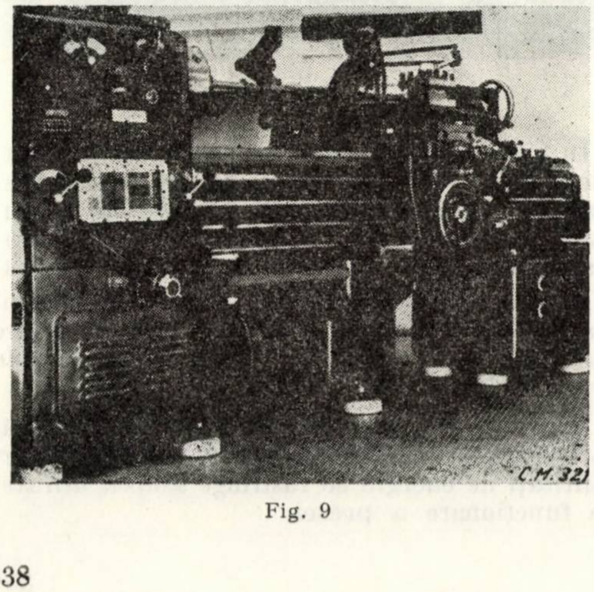


Fig. 9

La instalaţiile de ştanţare unde nu s-au luat măsurile corespunzătoare, operaţia de ştanţare este însoţită de generarea unui zgomot puternic. Prima măsură în vederea combaterii zgomotului constă în introducerea procedeelor de tăiere silenţioase. Astfel, experienţele efectuate au demonstrat că prin înlocuirea tăierii drepte (simultane) cu tăierea în trepte se poate reduce nivelul de zgomot.

În timpul ştanţării unei table de 0,5 mm grosime, aplicînd o forţă de 157 tf, în cazul tăierii drepte s-a măsurat un nivel de zgomot de 115 dB, iar în cazul tăierii în trepte, un nivel de 110 dB, în ultimul caz crescînd în acelaşi timp şi productivitatea muncii.

Pentru combaterea zgomotului la prese se recomandă să se aplice un complex de măsuri care constau în:

— utilizarea unor cuţite care permit tăierea în trepte;

— montarea preselor pe reazeme vibroizolante;

— carcasarea parţială a presei cu o carcasă fonoizolantă, executată din tablă căptuşită cu material fonoabsorbant;

— executarea roţilor dinţate în construcţie silenţioasă.

Pentru a demonstra eficacitatea unei asemenea măsuri s-ar putea da exemplul unei prese de 800 tf, tip Schuler [4].

S-a constatat că sursa principală de zgomot o constituie roţile dinţate cu diametru mare. Măsurările efectuate au arătat că, în timpul funcţionării presei, valoarea maximă a nivelului de zgomot este de 106 dB la frecvenţa de 1 000 Hz.

Pentru combaterea zgomotului s-a procedat la demontarea roţilor şi rectificarea fină a flancurilor dinţilor. De asemenea roţile dinţate cu diametru mare au fost modificate conform schiţei din figura 10, unde 1 este materialul fonoabsorbant, iar 2 — placa de fixare. Ca material fonoabsorbant s-a utilizat poliuretan expandat cu grosimea de 50 mm în stare comprimată, iar pentru plăcile de fixare, lemn de esenţă moale.

Măsurările de zgomot efectuate după aplicarea măsurilor amintite au arătat o scădere a nivelului de zgomot cu 12 dB la frecvenţa de 1 000 Hz.

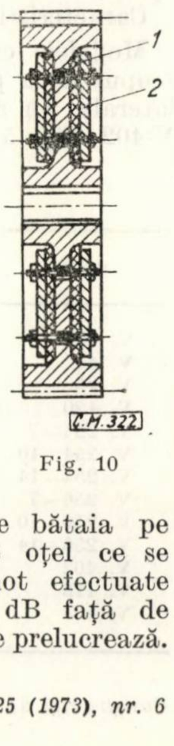


Fig. 10

În secţiile prevăzute cu strunguri automate, o sursă importantă de zgomot o constituie bătaia pe ţeava de ghidare a barelor de oţel ce se prelucrează. Măsurările de zgomot efectuate au arătat un nivel de 90 — 95 dB faţă de 70—80 dB în lipsa barelor care se prelucrează.

Pentru a reduce nivelul de zgomot respectiv, tubul de ghidare se execută în construcţie specială, aşa cum se vede în figura 11, a şi b. Construcţia prezentată în figura 11, a se poate utiliza la strungurile automate cu alimentare prin mandrină cu manşon extensibil. Elementele componente sînt: *1* — tubul de dirijare; *2* — mantaua de cauciuc; *3* — tubul metalic pentru protecţia cauciucului împotriva degradărilor mecanice şi pentru reducerea suplimentară a nivelului de zgomot; *4* — stratul de aer cu grosimea de 3—4 mm; *5* — manşoane elastice din cauciuc pentru evitarea legăturii rigide dintre cele două tuburi; *6* — piuliţă de capăt şi *7* — şaibă din piele.

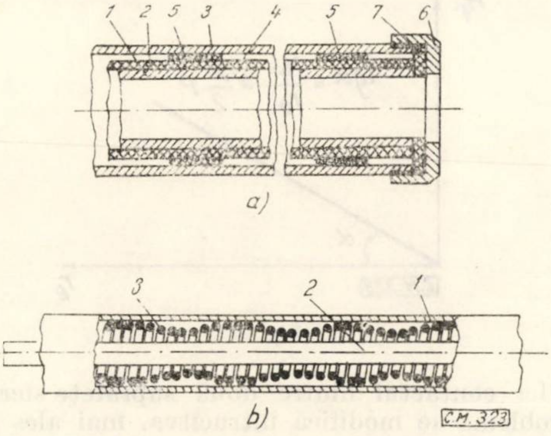


Fig. 11

În cazul strungurilor automate cu alimentare manuală se poate utiliza construcţia prezentată în figura 11, b unde: *1* reprezintă tubul de dirijare; *2* — bara ce se prelucrează şi *3* — arc cu diametrul spirelor variabil.

Este necesar ca problema combaterii zgomotului şi vibraţiilor să fie în permanenţă în centrul atenţiei proiectanţilor, deoarece în faza de proiectare soluţiile date sînt cele mai eficiente şi economice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, I.* ş.a. Suspensii şi amortizoare. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1970

[2] *Nibeleanu, S.* Vibraţiile maşinilor-unelte aşchietoare şi combaterea lor. Sinteză documentară, IDT, 1967.

[3] *Teodorescu, P.*, *Darabont, A.* Progrese în combaterea zgomotului şi vibraţiilor. Sinteză documentară, IDT, 1970.

[4] *Darabont, A.* Mijloace moderne de combatere a zgomotului şi vibraţiilor. Sinteză documentară, IDT, 1971.

[5] Prospecte Vibrachoc — Franţa.

* * *

CZ 621.822.004.62

Influenţa uzurii din lagărele cu suprafeţe sferice asupra erorii fundamentale de indicaţie a aparatelor

Prof. dr. ing. Traian DEMIAN — Institutul politehnic—Bucureşti

Studiul uzurii în lagărele cu suprafeţe de contact sferice are la bază frecarea de alunecare din cuplele de rotaţie cu astfel de suprafeţe. În [1] şi [2], plecîndu-se de la experienţele efectuate pe aceste cuple, se arată că legea de bază a uzurii la un fus vertical are următoarea formă:

$$\mathrm{d}V = k_u\, P\, \mathrm{d}L, \tag{1}$$

unde: V este volumul uzurii, cm^3; k_u — coeficientul de uzură, cm^2/kgf; P — sarcina axială, kgf; L — drumul de alunecare, cm.

S-a admis că uzura este provocată numai de aderenţă şi că din cele două suprafeţe în contact se modifică doar suprafaţa pivotului.

Conform relaţiei de mai sus, la contactul dintre un pivot sferic şi un lagăr plan (fig. 1), centrul pivotului, teoretic, nu se uzează deoarece lipseşte mişcarea relativă, dar în jurul acestui punct, aşa după cum se ştie, din cauza tensiunilor de contact foarte mari, are loc o deformaţie plastică (vîrful se teşeşte). De aceea problema se examinează pe restul suprafeţei sferice, pînă la raza exterioară. Dacă se notează cu σ tensiunea de contact, variabilă în intervalul $r_0 - r_e$, se poate scrie:

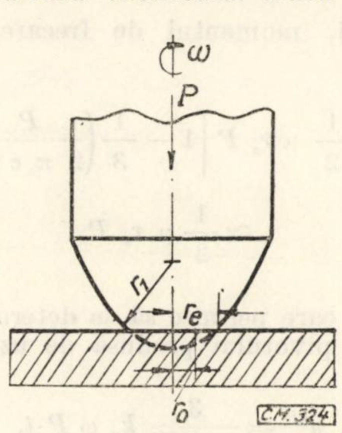


Fig. 1

$$\mathrm{d}V = \int k_u\, \sigma_k\, \mathrm{d}A\, \frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}t}\, \mathrm{d}t,$$

de unde diferenţiind se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}(\mathrm{d}V)}{\mathrm{d}A} = \mathrm{d}y = k_u \sigma_k \omega \, r \mathrm{d}t, \qquad (2)$$

şi în final, după efectuarea unor înlocuiri şi transformări, volumul uzurii este:

$$V \cong \frac{3}{8}\left(\frac{3}{2\pi} r_1\right)^{1/3} (k_u \, \omega \, P \cdot t)^{4/3}, \qquad (3)$$

unde $\mathrm{d}A$ — suprafaţa elementară de contact; $\frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}t} = r\omega$ — viteza liniară la mişcarea de rotaţie; t — timpul; r_0 şi r_e — razele minimă şi maximă corespunzătoare deformaţiilor elastice din zona studiată; y — deplasarea axială a sistemului; r_1 — raza suprafeţei sferice a pivotului.

Momentul de frecare, sumă a două momente rezistente (din zonele deformaţiilor plastice şi elastice), va fi:

$$M_f = \int_0^{r_0} \mu \, \sigma \, 2\pi r^2 \, \mathrm{d}r + \int_{r_0}^{r_e} \mu \frac{\sigma \cdot r_0}{r} 2\pi r^2 \, \mathrm{d}r, \qquad (4)$$

unde s-a notat prin μ coeficientul de frecare şi s-a considerat că tensiunea constantă σ_p din zona deformată este egală cu tensiunea curentă din zona deformaţiilor elastice:

$$\sigma = \frac{\sigma_p \cdot r_0}{r}, \qquad (5)$$

obţinută dacă se mai admite că tensiunile sînt invers proporţionale cu distanţele la axa pivotului.

În final, momentul de frecare va avea forma:

$$M_f = \frac{1}{2} \mu \, r_e \, P \left[1 - \frac{1}{3}\left(\frac{P}{2 \, \pi \, \sigma \, r_e}\right)^2\right] \cong$$

$$\cong \frac{1}{2} \mu \, r_e \, P, \qquad (6)$$

iar relaţia care permite să se determine deplasarea y a pivotului produsă de uzură va fi:

$$y^{3/2} \cong \frac{3}{4\pi\sqrt{2 r_1}} k_u \, \omega \, P \cdot t. \qquad (7)$$

Este necesar să se menţioneze că raza r_0, corespunzătoare începutului uzurii, se determină din ecuaţiile lui Hertz (care corespund deformaţiilor elastice) pentru contactul punctiform (sferă-plan).

La un coeficient de frecare μ constant se vede că momentul de frecare creşte liniar cu r_e deci cu mărimea uzurii (fig. 2), creşterea unghiului β depinzînd de mărimea încărcării P.

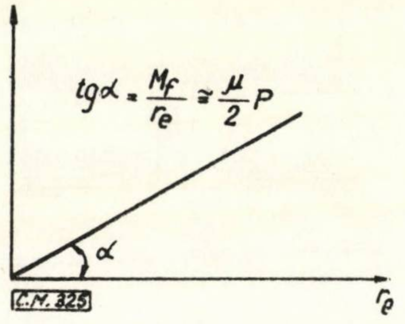


Fig. 2

La contactul dintre două suprafeţe sferice, problema se modifică întrucîtva, mai ales din punctul de vedere al alegerii variabilelor. Pentru o încărcare axială (fig. 3,*a*), plecînd de la

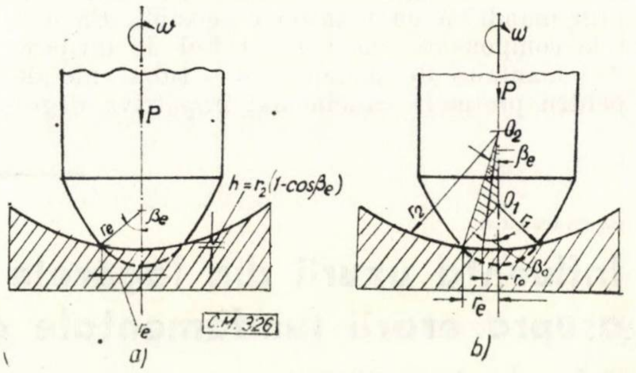


Fig. 3

relaţia (1) şi ţinînd seamă de relaţia (3) se poate obţine volumul uzurii:

$$V \cong \frac{3}{8}\left(\frac{3}{2\pi} r_1\right)^{1/3} (k_u \, \omega \, Pt)^{4/3} -$$

$$- \frac{\pi}{3} r_2 \, (1 - \cos \beta_e)^2 \, [3 \, r_2 - r_2 \, (1 - \cos \beta_e)],$$

în care intră volumul la contactul suprafeţei sferice pe suprafaţa plană din care se scade volumul calotei sferice închise de unghiul $2\beta_e$ şi suprafaţa lagărului.

Momentul de frecare, dacă μ (coeficientul de frecare) se menţine constant, după efectuarea integrării în zona de contact, este:

$$M_f = \pi \mu \, \sigma r_2^2 \left[\sin^2 \beta_e \left(1 - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \sqrt{1 - \frac{P}{\pi r_2^2 \, \sigma \sin^2 \beta_e}}\right)\right], \qquad (8)$$

unde (după cum se vede din figura 3,b), β_e este unghiul corespunzător extremității exterioare a zonei deformațiilor elastice ; σ — tensiunea curentă din zona deformațiilor elastice, care se poate stabili cu relația :

$$\sigma = \sigma_p \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg} \beta} \tag{9}$$

unde β_0 este unghiul extremității zonei deformațiilor plastice, iar $\beta_0 \leqslant \beta \leqslant \beta_e$.

Deplasarea y a pivotului, produsă de uzură, se determină prin integrare din ecuația :

$$\mathrm{d}y = k_u\, \sigma\, r_2 \operatorname{tg} \beta \cdot \omega\, \mathrm{d}t \tag{10}$$

sau, geometric, cu relația :

$$y = r_1 \left[1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \beta_e}\right] - r_2 (1 - \cos \beta_e), \tag{11}$$

unde s-a notat $k = r_2/r_1$.

Momentul de frecare variază în raport cu pătratul sinusului unghiului β_e și depinde de raza r_2 sau de raportul k, deci va fi reprezentat printr-o familie de parabole, in intervalul $3 < k < 4$, care este recomandat practic (fig. 4). Intervalul pentru raportul k este limitat, pe de o parte de ecuațiile lui Hertz (care presupun o rază foarte mică pentru suprafața de contact în raport cu razele r) și de razele r_1 și r_2 (ceea ce implică un $k \gg 1$), iar pe de altă parte de tendința de basculare a arborelui vertical și ca urmare de șocurile transversale (fig. 5). Din această cauză, și existînd posibilitatea apariției forțelor laterale, deși avantajoasă din calcule, nu se folosește soluția suprafețelor plane pentru lagăre. Condiția de mai sus nu este unanim acceptată de constructori, o funcționare bună obținîndu-se și dacă raportul k se situează ușor în afara limitelor de mai sus. În orice caz însă, este evident că raportul k în lagărul superior trebuie să fie, și este, mai mic decît în cel inferior.

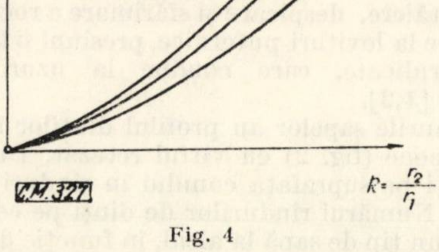


Fig. 4

Numai dacă nu există uzură, unghiul de contact β se menține constant și valoarea momentului de frecare se va calcula cu relațiile lui Hertz. Variația unghiului β se poate studia și determina practic, în raport cu deplasarea y cauzată de uzură și cu raza suprafeței lagărului.

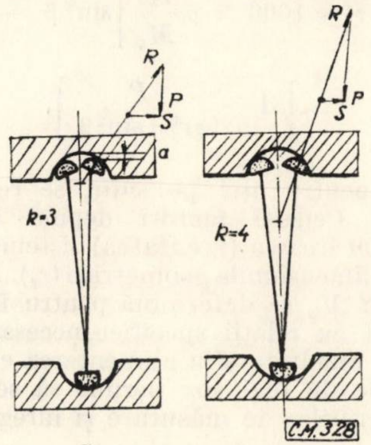


Fig. 5

Aprecierea calității aparatelor, în special a aparatelor magneto-electrice montate în lagăre cu suprafețe de contact sferice, se face și astăzi cu ajutorul factorului stabilit experimental de Keinath. Deși foarte mult discutat, acest factor, denumit „de calitate”, continuă să reprezinte criteriul cel mai important prin care se apreciază eroarea de indicație a aparatelor magneto-electrice.

Pentru obținerea erorii fundamentale de indicație, adoptîndu-se valoarea fixă 10 pentru constanta dimensională care indică clasa de precizie a aparatului de un anumit tip, se poate scrie :

$$\eta = 1000 \frac{M_f}{M} \,{}^0\!/_{00}, \tag{12}$$

rezultind astfel eroarea domeniului de măsurare în ${}^0\!/_{00}$. În relația de mai sus, în locul momentului pentru 90° după Keinath (aparatele de măsură) s-a introdus momentul M_φ corespunzător unghiului de deviație final al aparatului, pentru ca y să nu conțină nici o mărime arbitrară. În plus, un element cu totul nou îl reprezintă introducerea momentului de frecare datorat uzurii și calculat cu relațiile de mai sus (nu cel determinat teoretic pe baza ipotezelor din ecuațiile lui Hertz), care permite să se stabilească limita pînă la care uzura asigură o valoare a erorii sub cea admisibilă. Aici mai trebuie subliniat, după cum se știe, că eroarea cauzată de frecarea în lagăre reprezintă și ea numai o fracțiunea (1/3~1/5) din eroarea totală admisibilă pentru clasa de precizie a tipului de aparat.

Valoarea admisibilă totală se determină statistic ținînd seamă de toate cauzele erorilor.

Înlocuind pe M_f din (8) în (12), rezultă:

$$\eta = 1000 \cdot \pi \cdot \mu \frac{r_2^2 \sigma}{M_\varphi} \left[\sin^2 \beta_e - \right.$$

$$\left. - \sqrt{1 - \frac{P}{\pi r_2^2 \sigma \sin^2 \beta_e}} \right], \qquad (13)$$

în care, pentru oțel pe safir, se recomandă, $\mu = 0{,}12$. Ceilalți factori depind de uzură (σ, β_e), încărcarea (greutatea) sistemului mobil (P) și de dimensiunile geometrice (r_2). Momentul de rotație M_φ se determină pentru fiecare tip de aparat cu relații specifice, necesare producerii lui, rezultate din alimentarea cu energie.

Relațiile de mai sus permit să se studieze variația erorilor de măsurare și înregistrare cu creșterea uzurii și a momentului de frecare, să se stabilească în final durabilitatea lagărelor cu suprafețe sferice, necesară cu atît mai mult cu cît astăzi aceste lagăre depășesc ca utilizare sfera turațiilor mici. Se pot adopta astfel măsurile constructive și tehnologice în vederea îmbunătățirii funcționării echipamentului care utilizează acest tip de rezemare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* Contribuții la studiul și încercarea lagărelor pentru vîrfuri. Teză de doctorat, 1968.

[2] *Demian, T.* Asupra calculului la rezistență și uzură a lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafețe sferice. Construcția de mașini, nr. 9, 1969.

[3] *Kauzlarich, J. J.* Effect of wear on pivot thrust bearings. ASLE Trans., nr. 9, 1966.

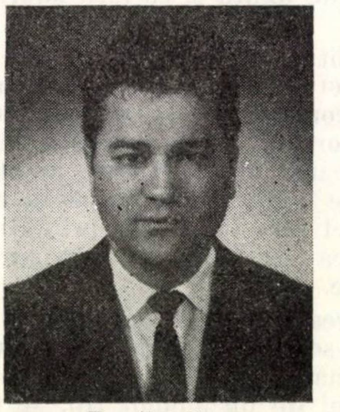
[4] *Ziermann, A.* Das Drehspulgerät und seine Bemessung. Feinwerktechnik und micronic, nr. 4, 1972.

◆

CZ 622.24.053:621.979.073

Matrițarea conurilor cu dinți pentru sapele de foraj

Ing. Dumitru ENE – Uzina 1 Mai – Ploiești
Ing. Tănase VARGA – Uzina 1 Mai – Ploiești



Dumitru Ene

Dumitru Ene a absolvit Facultatea de mașini și utilaj petrolier a Institutului de petrol și gaze-București în 1963. De la absolvire și pînă în prezent a lucrat la uzina „1 Mai" – Ploiești, în cadrul Secției sape și Serviciul tehnic-sape, conducînd grupa tehnologică și de prelucrări la cald. Este doctorand la Institutul de petrol, gaze și geologie-București, specialitatea construcției de utilaj petrolier. *Tănase Varga* a absolvit Facultatea de metalurgie a Institutului politehnic București în 1954. A lucrat în cadrul Serviciului metalurgic și tehnic-sape din uzină, în calitate de șef de sector de prelucrări la cald. În prezent este șef de atelier la Serv. tehnic-sape.

Numeroase și tot mai complexe probleme ale producției sînt rezolvate la un nivel corespunzător în măsura în care se cunosc realizările cele mai valoroase pe plan mondial.

Țara noastră, cu vechi tradiții petroliere, este hotărîtă să fie la înălțimea tehnicii mondiale; în acest sens, Congresul al X-lea al P.C.R., continuînd linia adoptată la cel de al IX-lea Congres, relevă ca sarcină importantă pentru industria noastră aceea de a dezvolta și îmbunătăți necontenit calitatea utilajului petrolier.

Creșterea calității și durabilității sapelor, respectiv a vitezei mecanice și metrajului pe sapă, atrage după sine scăderea prețului de cost al forajului. Forarea unei găuri de sondă pentru țiței, gaze sau apă se face cu ajutorul sapei (fig. 1), fiind elementul garniturii de foraj ce intră direct în interacțiune cu formațiunile geologice.

În timpul forajului, datorită durității rocilor, sapa și în special conurile, care lucrează prin tăiere, despicare și sfărîmare a rocilor, sînt supuse la lovituri puternice, presiuni și temperaturi ridicate, care conduc la uzuri accentuate [1,2].

Conurile sapelor au profilul dinților în forma unei pene (fig. 2) cu vîrful retezat. Dinții sînt așezați pe suprafața conului în rînduri concentrice. Numărul rîndurilor de dinți pe con diferă de la un tip de sapă la altul, în funcție de natura durității rocilor. Dinții și contraconul se armează cu aliaje dure, folosind procedeul de sudare cu flacără oxiacetilenică sau în mediu de hidrogen atomic, pentru a ajuta la menținerea dimensiunilor și a mări rezistența la uzură [1, 2, 6].

La sapele pentru formațiuni tari, dinții conurilor sînt deși și au o înălțime mică, spre deosebire de conurile sapelor destinate să lucreze în formațiuni slabe sau medii care au dinți rari și mai înalți.

Avînd în vedere condițiile deosebite de lucru la care sînt supuse conurile sapei în timpul forajului, materialele din care se confecționează sînt oțeluri de cementare aliate cu Cr, Ni, Mo, ale căror compoziție chimică și caracteristici sînt date în tabela 1.

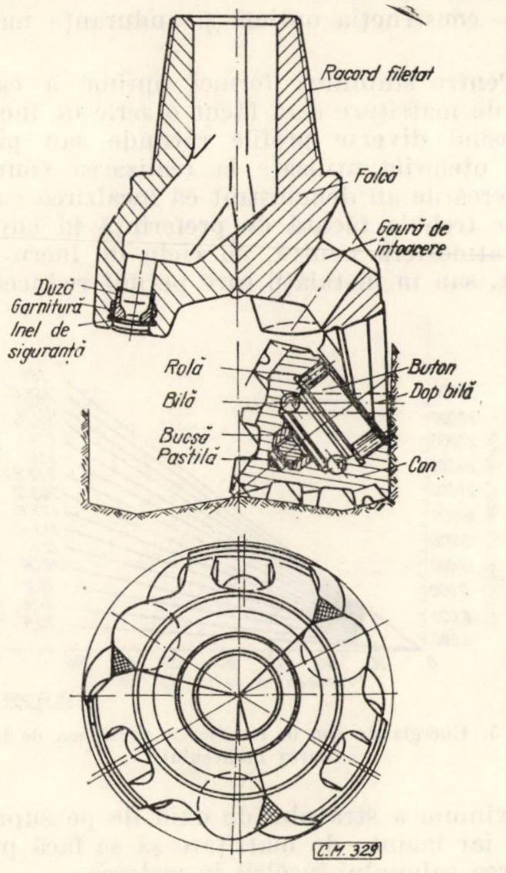


Fig. 1. Sapă de foraj

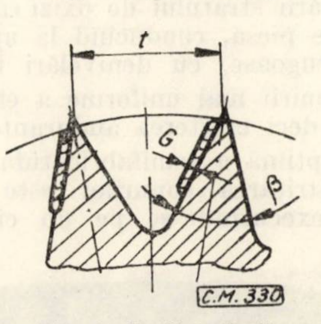


Fig. 2. Profilul dinților

Aceste oțeluri permit, în urma tratamentului termic și termochimic, obținerea unor proprietăți superioare, prezentînd, pe lîngă rezistență și duritate, o tenacitate și sudabilitate bune [3].

Un rol deosebit de important în realizarea unor calități mecanice superioare revine modului de realizare a semifabricatului.

Importanța tehnică este dublată de cea economică, dat fiind faptul că oțelurile utilizate la construcția conurilor pentru sapele cu role sînt aliate cu Ni, Cr, Mo, iar procesul de prelucrare reclamă un volum foarte mare de muncă.

O particularitate a acestor conuri o constituie toleranțele destul de largi la dimensiunile dinților și condițiile impuse calității suprafețelor, fapt ce a permis și posibilitatea realizării acestora prin deformare plastică cu dinți direct din matrițare, (fig. 3), procedeu ce constituie un obiect de studiu actual înscris și pe agenda de lucru a altor firme și uzine de specialitate [4, 5, 8].

Dintre procedeele de deformare plastică cunoscute s-a folosit procedeul de matrițare pe mașini pneumatice cu mare viteză, iar ca utilaj — ciocanul Dynapak — Fielding 1220 D vertical [4, 8, 9].

Tehnologia adoptată, similară cu cea folosită la realizarea conurilor cu canale pe linia de matrițare, redată în figura 4, constă în următoarele operații [4]:

— debitarea materialului;
— încălzirea calupului;
— prematrițarea;
— matrițare finală;
— debavurarea;
— tratamentul de recoacere.

Presiunea de matrițare a fost determinată experimental, fiind cu pînă la 40% mai mare decît în cazul conurilor cu canale din producția de serie [4].

Eforturile de fretare și cele care apar la forjarea pieselor în matriță și suport s-au

Tabelul 1

Marca Oțelului	Compoziția chimică									Caracteristici mecanice				
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Cu	S	P	σ_r min	σ_c min	δ_s min	Z min	KCU 30/2 min
SAE-4820H	0,17 0,24	0,45 0,75	0,20 0,35	—	320 380	0,20 0,30	max 0,35	max 0,02	max 0,02	130	90	15	50	9
SAE-4817H	0,14 0,21	0,35 0,65	0,20 0,35	— —	320 380	0,20 0,30	max 0,35	max 0,04	max 0,04	95	75	11	50	11
SAE-4815H	0,12 0,19	0,35 0,65	0,20 0,35	—	320 380	0,20 0,30	max 0,35	max 0,04	max 0,04	104	84	15	50	9
17N3MA CMTU-334-60	0,17 0,23	0,40 0,60	0,17 0,37	max 0,30	325 375	0,20 0,30	max 0,25	max 0,03	max 0,035	100	80	15	50	11
17MoN 35X	0,14 0,20	0,30 0,70	0,20 0,35	max 0,25	320 380	0,20 0,30	—	max 0,025	max 0,025	90	75	10	50	10
20MoN 35X	0,17 0,23	0,40 0,80	0,20 0,25	max 0,25	320 380	0,20 0,30	—	max 0,025	max 0,025	100	85	9	50	9

obţinut folosind relaţiile determinate la matriţarea conurilor cu canale, valorile lor încadrîndu-se în condiţiile normale de utilizare şi funcţionare a utilajului [4].

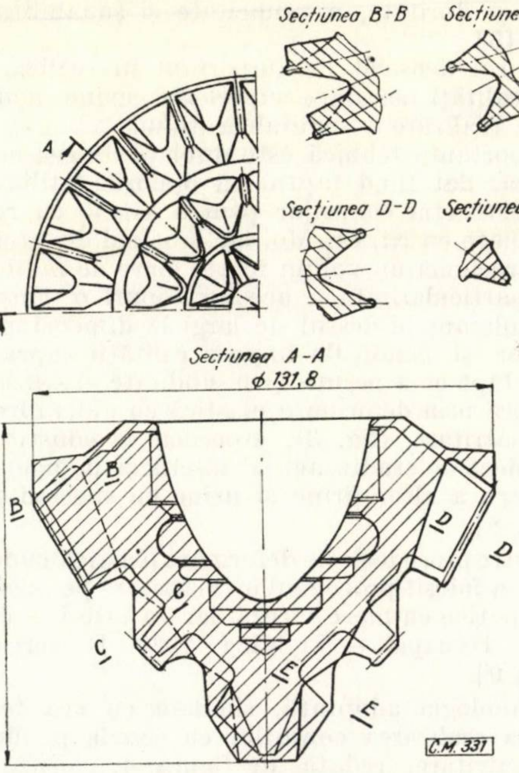

Secţiunea B-B
Secţiunea C-C
Secţiunea D-D
Secţiunea E-E
A
A
Secţiunea A-A
ϕ 131,8
93
B
B
C
C
D
D
E
E
C.M. 331

Fig. 3. Desenul semifabricatului.

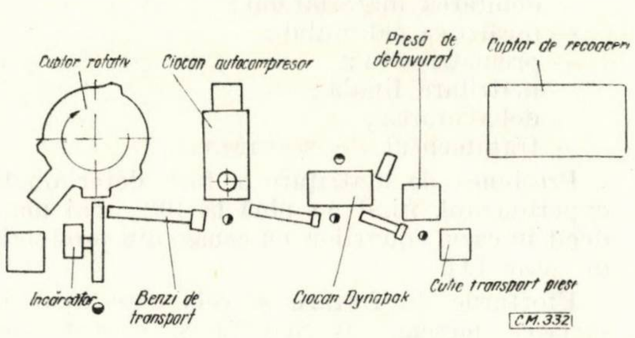

Cuptor rotativ
Ciocan autocompresor
Presă de debavurat
Cuptor de recoacere
Încărcător
Benzi de transport
Ciocan Dynapak
Cutie transport piese
C.M.332

Fig. 4. Linie de matriţare

Alegerea energiei de şoc privind deformarea plastică a oţelului a fost făcută experimental, ţinînd seamă de presiunea de lucru şi de cursa berbecului (fig. 5).

Totuşi, în cazul matriţării conurilor cu dantură, pe lîngă problemele normale amintite au apărut altele noi legate de configuraţia complicată a pieselor şi anume :

— forma semifabricatului înainte de matriţare care să asigure productivitatea maximă a ciocanului, cu o anduranţă convenabilă pentru matriţă ;

— comportarea oţelului la matriţarea cu viteze mari ;

— comportarea utilajului la diferite regimuri de lucru ;

— construcţia optimă şi anduranţa matriţelor.

Pentru stabilirea formei optime a calupului de matriţare s-au făcut o serie de încercări folosind diverse profile rotunde sau pătrate din oţelurile utilizate la realizarea conurilor. Încercările au demonstrat că încălzirea calupurilor trebuie făcută de preferinţă în cuptoare cu atmosferă neutră, cu ciclu de lucru automat, sau în instalaţii care permit reducerea la maximum a stratului de oxid de pe suprafaţa lor, iar înainte de matriţare să se facă preformarea calupului încălzit în vederea :

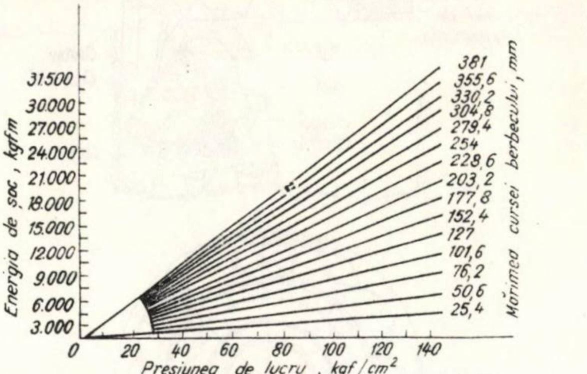


Fig. 5. Energia de şoc în funcţie de presiunea de lucru şi cursa berbecului

— eliminării stratului de oxizi care altfel se imprimă pe piesă, conducînd la apariţia unei suprafeţe rugoase, cu denivelări importante ;

— distribuirii mai uniforme a eforturilor în matriţă şi deci creşterea anduranţei sale.

Forma optimă a semifabricatului preformat pentru matriţarea conurilor este redată în figura 6, executîndu-se pe un ciocan autocompresor de 750 kgf, care s-a dovedit ca fiind cel mai indicat ca putere şi productivitate.

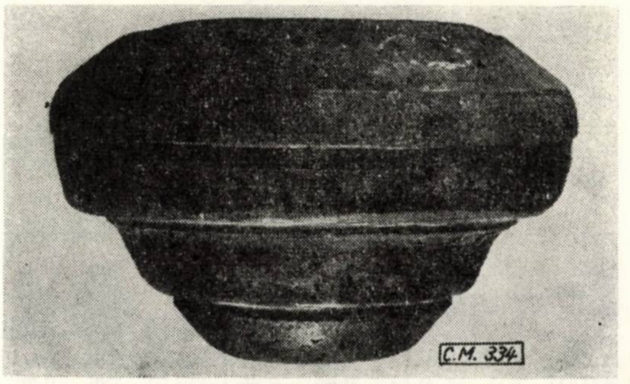


Fig. 6. Con prematriţat

Deoarece la formarea dinţilor conurilor gradul de deformare al oţelului este foarte mare (peste 70%), influența vitezei și a temperaturii ce se atinge în timpul matrițării cu viteze mari este hotărîtoare în obținerea unei piese de calitate superioară.

De aceea s-au făcut încercări obținîndu-se rezultate bune privind posibilitatea umplerii depline a spațiilor din matriță și în special a locașului vîrfurilor dinților, unde secțiunea de trecere a metalului este foarte redusă (ca o fantă dreptunghiulară de aproximativ 1,5 × × 20 mm). S-a constatat că, la o energie de lovire de 2860kgm/kg piesă, cu încălzirea calupului la 1150 ± 25°C și preformarea la formă similară cu cea din figura 6, umplerea se face perfect. Vîrfurile dinților se oxidează însă puternic pe o înălțime de 0,5—1,5 mm datorită supraîncălzirii locale, fapt care conduce la obținerea unor semifabricate necorespunzătoare dimensional și la o întreținere deosebit de grea a matriței.

Stabilirea gradului de supraîncălzire al vîrfului dinților conului la matrițare s-a obținut din relația următoare:

$$\Delta t = \frac{2{,}34 \cdot p \cdot \lg \delta}{\gamma \cdot c},$$

unde:

p este presiunea specifică, kgf/mm²;

δ — deformația, mm;

γ — greutatea specifică, kgf/dm³;

c — căldura specifică, kcal/kg°C.

În cazul studiat (matrițarea conurilor cu dinți pentru o sapă de 8 in), valorile au fost: $p = 60$ kgf/mm²; $\delta = 10$ mm; $\gamma = 7{,}85$ kg/dm³ $c = 0{,}12$ kcal/kg°C (tabela 2), rezultînd:

$$\Delta t = \frac{2{,}34 \cdot 60 \cdot 1}{7{,}85 . 0{,}12} = 149°\text{C}.$$

Tabela 2

Căldurile specifice ale oțelurilor

Calitatea oțelului	Intervalul de temperatură °C	Căldură specifică C. teor. kcal kg°C.
Oțel sudabil	p—250	0,11—0,12
Oțel carbon cu 1,5%C	17—680	0,138
Oțel cu 10% Ni	30—250	0,1185
Oțel cu 20% Ni	30—250	0,1192
Oțel cu 60% Ni	30—250	0,1200
Oțel austenitic	0	0,12
Oțel inoxidabil (1,09% și 9,50%Cr)	0	0,120

Temperatura minimă atinsă la vîrful dinților este de aproximativ:

$$T_{min} = 1150° + 149 = 1299°\text{C},$$

conducînd inevitabil la apariția oxizilor, care sînt presați în locașul matriței, deci și pe vîrful dinților conurilor.

După răcirea și curățirea pieselor matrițate, înălțimea dinților s-a micșorat din cauza oxizilor desprinși de pe vîrfurile lor. Pentru a compensa pierderile s-a prevăzut un adaos de 0,5—1,5 mm la înălțimea dintelui.

În scopul evitării acestui fenomen și eliminării gazelor care se formează la vîrful dinților în cavitatea matriței, a fost necesar să se practice buzunare constînd în niște găuri, ca în figura 7, permițînd acumularea și comprimarea gazelor, reducînd fenomenul de supraîncălzire și asigurînd un adaos de prelucrare prin strunjire, în care să se includă stratul de oxizi format de creasta piesei în timpul matrițării, cu obținerea de semifabricate corespunzătoare dimensional și calitativ (fig. 8).

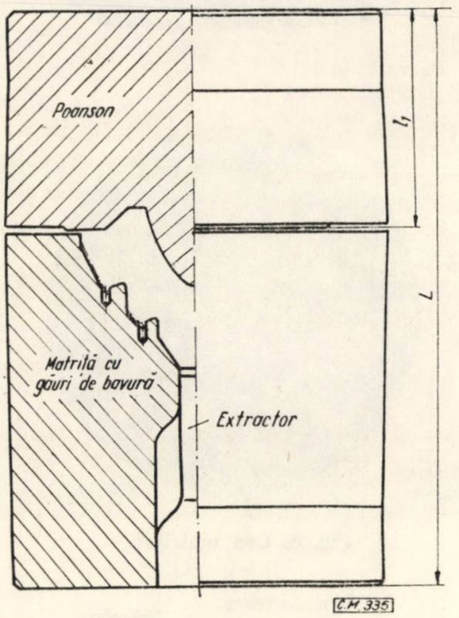


Fig. 7. Matriță pentru conuri cu dinți

Diametrul găurii nu trebuie să depășească 2,5 mm pentru a împiedica curgerea materialului pe de o parte sau înfundarea găurilor cu țunder pe de altă parte.

În cazul găurilor cu diametrul mai mare, are loc curgerea materialului cu formarea unor bavuri cilindrice la vîrful dinților. Adîncimea găurii trebuie să fie de asemenea convenabil aleasă, asigurînd o presiune suficientă pentru aruncarea așchiilor de țunder. De obicei, lungimea găurii trebuie să fie cuprinsă între 10 și 20 mm, pentru situațiile cînd nu se pot da găuri pătrunse. Construcția matriței și a suportului care s-au impus în exploatare ca optime sînt redate în figura 9. După prelucrarea semifabricatelor au rezultat piese corespunzătoare (fig. 10).

Diminuarea eforturilor în matriță și realizarea unei forme precise s-au obținut lucrînd cu matrițe deschise. Pentru piesele adînci cu

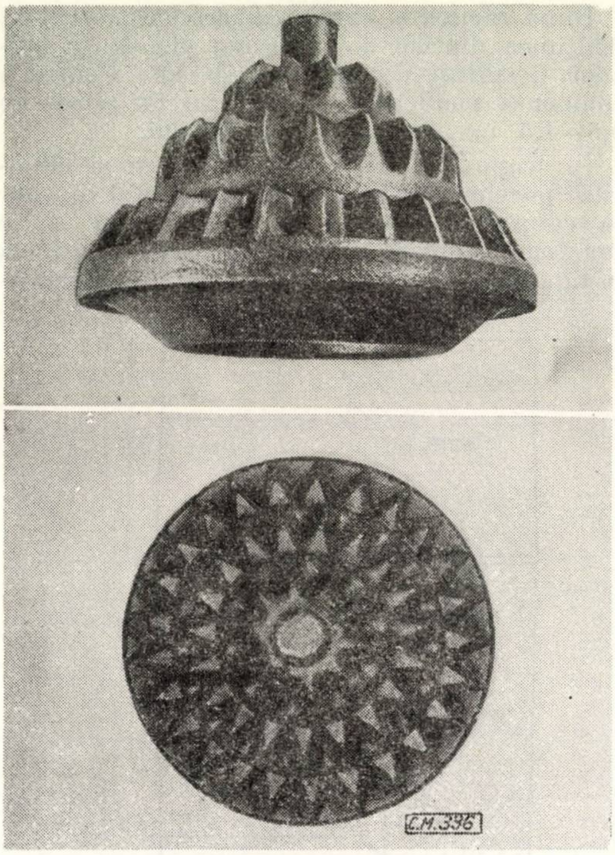


Fig. 8. Con matriţat

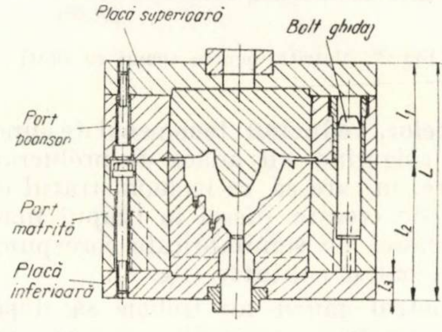


Fig. 9. Con matriţat cu bavură la vîrful dinţilor

pereţi subţiri de formă conică este indicat să se realizeze un spaţiu de descărcare a surplusului de metal din faţa poansonului, limitat de gaura extraconului şi extractorului şi capul său. Utilajul permite şi matriţarea pieselor cu pereţi drepţi, avînd extractor atît pe sabot cît şi în berbec; totuşi pentru reducerea uzurii matriţei s-a prevăzut o pantă de aproximativ 2°.

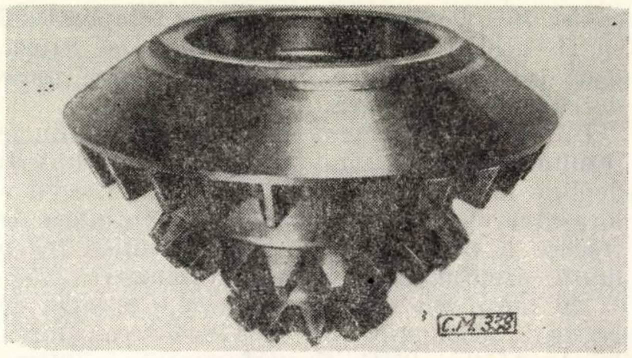


Fig. 10. Suport matriţă

Mărirea anduranţei matriţelor în procesul de forjare este determinată şi de respectarea domeniului de temperatură la începutul şi la sfîrşitul forjării, precum şi de ungerea cavităţii matriţei.

Mai înainte de începerea matriţării, matriţele se preîncălzesc pînă la 300—400°C pentru evitarea fisurării lor. Ungerea şi răcirea s-au făcut după fiecare piesă, prin insuflare de grafit coloidal în soluţie cu aer comprimat printr-un sistem mecanizat comandat electropneumatic în corelare cu schema de comandă a ciocanului. Apa din soluţie se evaporă rapid, astfel că pe matriţă rămîne o peliculă subţire de grafit care aderă foarte bine şi reduce considerabil coeficientul de frecare, îndeplinind totodată rolul unei izolaţii termice, preîntîmpinînd o trecere excesivă de căldură dinspre piesa forjată fierbinte în pereţii cavităţii matriţei.

S-a mai constatat că la viteze mari se produce o curgere mai regulată a materialului şi că fisurile care apar la matriţarea convenţională, unde sînt locuri înguste sau raze mici de racordare, nu apar în cazul forjării în matriţă pe ciocane de mare viteză.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Raşeev, D.* Tehnologia construcţiei de maşini şi utilaj petrolier. Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti 1962.

[2] *Constantinescu, D.* şi *Mereanu, N.* Sapă de foraj. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1970.

[3] *Raşeev, D.* şi *Ene, D.* Studiul sudabilităţii oţelurilor folosite la fabricaţia sapelor cu trei conuri. În : Buletinul IPGG, vol. 13, 1965, p. 109—137.

[4] *Popeia, Cr.* şi *Ene, D.* Forjarea în matriţă pe ciocane de mare viteză. În : Construcţia de Maşini, nr. 1, 1973.

[5] *Mojaiski, V. S.* şi *Novikov, S. P.* Matriţarea experimentală a rolelor forjate cu dinţi pentru sapele de foraj rotativ. În : Kuznecino-stampovocinoe proizvodstvo, nr. 6, 1967, p. 22—25.

[6] *Ene, D.* Procedee de încărcare cu aliaje dure a conurilor sapelor de foraj. În : Informare tehnică — sudură (MICM-ODPT), nr. 1, 1971, p. 35—98.

[7] *Chiriţă, V.* Matriţarea la cald a metalelor. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1955.

[8] *Skenn, S.* Forgeage à grande vitesse d'impact. În : La machine moderne, nr. 673, 1965.

[9] ⁂ Fielding. Dynapak atlas works. Gloucester, England.

[10] ⁂ Ungerea matriţelor de forjare. În : Przeglad Mechaniczny, nr. 23, 1967, p. 727—731.

CZ 621.43.038.5:621.9.047

Contribuţii la prelucrarea prin procedee mecanico-chimice a pieselor de la pompele de injecţie

Fiz. Lucia MATEI – Uzina Mecanică Fină – Sinaia

Matei Lucia – absolventă a Facultăţii de fizică a Universităţii Bucureşti, în anul 1965. Din anul 1965 lucrează la Uzina de mecanică fină Sinaia, iar din anul 1969 este şef al laboratorului central al acestei uzine.

În concordanţa cu indicaţiile cuprinse în documentele de partid şi de stat privind perfecţionarea tehnologiilor de fabricaţie şi valorificarea materialelor, în U.M.F. Sinaia s-au introdus metode de uzinare mecanico-chimice, metode tot mai mult utilizate pe scară mondială datorită avantajelor economice pe care le oferă.

În cele ce urmează ne vom referi la acest proces de uzinare folosit la Uzina mecanică Fină Sinaia în vederea reducerii timpilor necesari pentru ajustare (debavurare, formare raze, polizare, îmbunătăţire calitate suprafaţă) la piese de diferite forme din oţel, fontă, aluminiu, componente ale pompelor de injecţie în linie şi rotative.

Elementele esenţiale ale procesului sînt echipamentul de lucru, corpurile abrazive şi compuşii chimici.

Piesele uzinate prin aşchiere, ştanţare, rectificare etc. sînt încărcate într-un rezervor care conţine o proporţie anumită de corpuri abrazive, compuşi chimici şi apă. Procesul fiind controlabil prin mişcarea de alunecare dintre corpurile abrazive şi piese, prin calitatea şi cantitatea abrazivilor şi a compuşilor chimici am efectuat în fiecare caz cercetări practice care să stabilească încărcătura de piese, dimensiunea, forma, duritatea şi cantitatea de corpuri abrazive, nivelul de apă precum şi compuşii chimici care sînt necesari.

Echipamentul din dotarea uzinei constă din tobe octaedrice şi hexaedrice rotative de volume 50 dm³ şi 250 dm³ şi vibratoare de volum 300 dm³ căptuşite cu cauciuc.

În tobele cu secţiuni octaedrice mişcarea masei în timpul rotirii are loc de la nivelul cel mai de jos al nivelul cel mai înalt pînă ce forţa normală gravitaţională cauzează căderea ei. Aceasta face ca abraziunea să aibă loc în stratul superior în proporţie de 90% adîncimea lui fiind determinată de dimensiunea tobei, nivelul încărcăturii şi viteza de rotaţie (fig. 1). Avantajul acestui tip de maşină constă în costul iniţial scăzut, uşurinţa de debavurare a unei mari varietăţi de piese şi de faptul că se poate face selecţia clară a abrazivilor care pot fi folosiţi.

Maşinile vibratoare au avantajul că acţiunea vibraţiilor este efectivă în tot cuprinsul încărcăturii, fiind resimţită în masa componenţilor, corpurilor abrazive şi compusului chimic care datorită gravitaţiei cad la fundul vibratorului, iar apoi datorită vibraţiei sînt aruncate iar în suspensie. Comparativ cu toba, procesul avînd loc în toată masa este mai rapid, iar cu corpuri abrazive şi compuşi chimici adecvaţi poate fi utilizat la debavurarea suprafeţelor interioare, a suprafeţelor complicate, dure, întinse. Avînd partea superioară deschisă se pot vedea piesele, ceea ce permite urmărirea procesului, adăugarea de piese sau corpuri abrazive în timp ce vibratorul lucrează (fig. 2). Alte echipamente

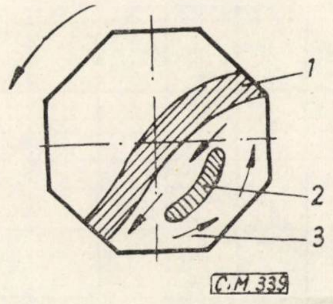


Fig. 1. Repartizarea zonelor de intensitate a prelucrărilor în tobă. 1 – zona activă; 2 – zona puţin eficace; 3 – zona cu deplasare puţin intensă.

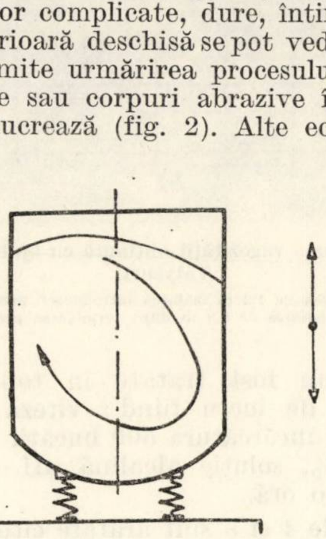


Fig. 2. Maşină vibratoare

care se pot utiliza au la bază mişcarea de rotaţie sau de vibraţie, mişcarea încărcăturii fiind pe o spirală sau toroidă.

Pentru roţi dinţate, pinioane sînt recomandate maşini cu axe care operează prin rotirea piesei într-un curent de abraziv obţinîndu-se o finisare bună într-un timp relativ scurt.

Pentru piesele specifice uzinei noastre, ajustarea în tobe rotative durează între una şi patru ore, iar în vibratoare între treizeci minute şi o oră.

Calitatea suprafeţei piesei se îmbunătăţeşte, aceasta fiind funcţie de factorul timp, în dependenţă de gradul de finisare iniţial.

În figura 3 se poate vedea o suprafaţă uzinată la Ra 1,2 μm care a fost îmbunătăţită la Ra 0,8 μm.

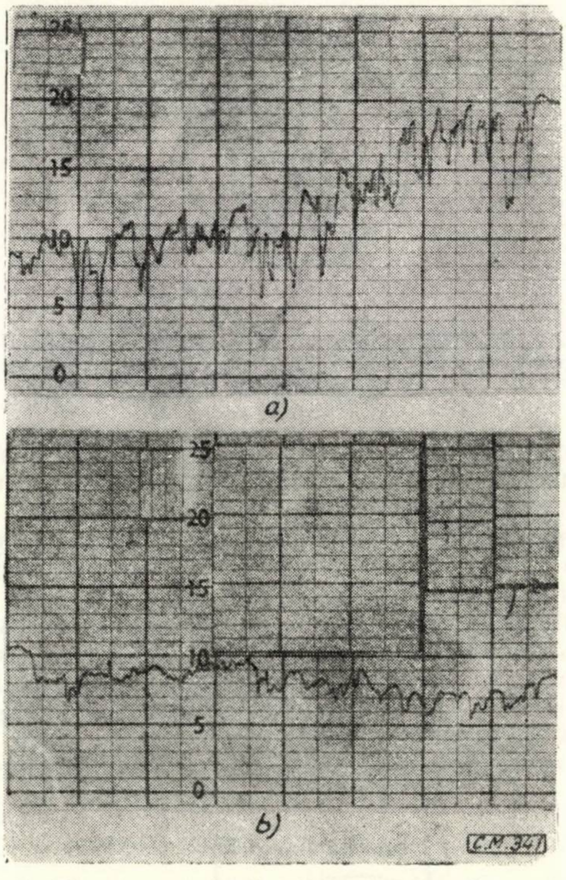


Fig. 3. Diagrama rugozităţii obţinută cu ajutorul aparatului Talysurf.
a-rugozitatea de 1,2 m înaintea introducerii piesei în tobă.
b-rugozitatea de 0,8 m după terminarea procesului.

Piesele au fost tratate în tobă rotativă, parametrii de lucru fiind : viteza de rotaţie 24 rot/min, încărcătura 500 bucăţi, masa încărcăturii 60%, soluţie alcalină pH—10, durata procesului o oră.

În figurile 4 şi 5 sînt arătate cîteva exemple de tipuri de piese din cele 100 repere care se debavurează în prezent prin acest procedeu. Ele cuprind de la simple garnituri care necesită o debavurare uşoară pînă la ansambluri complicate.

La corpul regulatorului o debavurare manuală fără a aduce îmbunătăţiri de rugozitate sau rotunjirea tuturor razelor cere 2 minute 35 secunde. Prin tehnica vibraţiilor pot fi tratate simultan 15 piese cu o durată a procesului de numai 2 minute pentru fiecare piesă, obţinîndu-se un grad de finisare mai ridicat.

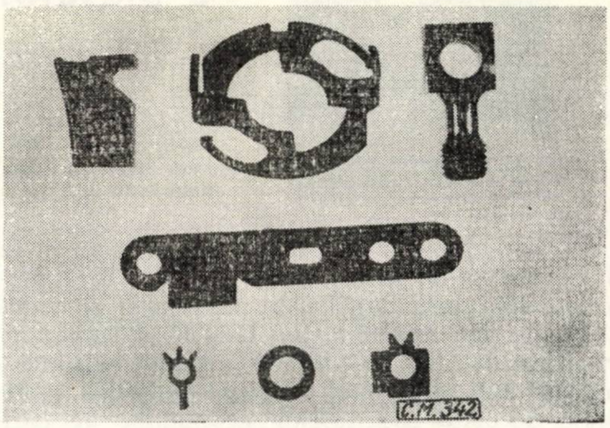


Fig. 4. Tipuri de piese din oţel

La corpul pompei (fig. 5) de formă foarte complicată, timpul de debavurare manuală este de 7 minute şi 10 secunde, iar prin uzinare prin tehnica vibraţiilor se reduce la 3 minute ceea ce înseamnă o economie de cca. 200% asupra duratei procesului şi o calitate superioară a suprafeţelor.

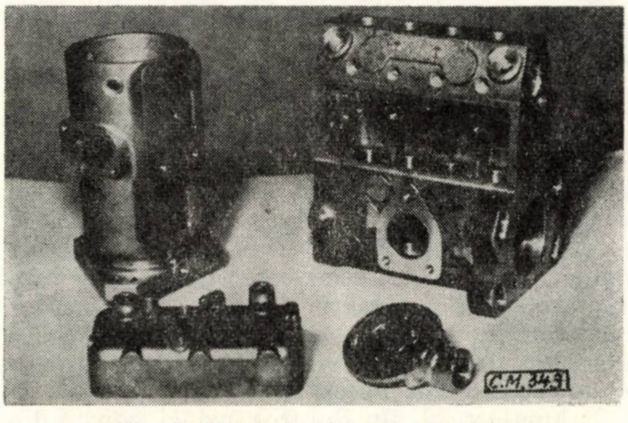


Fig. 5. Tipuri de piese din aluminiu

Piesele mici din oţel şi fontă sînt debavurate în tobe rotative, utilizînd pentru separarea lor de corpurile abrazive, separator magnetic. Piesele mari din oţel şi corpuri de aluminiu sînt debavurate în vibratoare, încărcarea şi descărcarea lor efectuîndu-se manual. Piesele rectificate cu suprafeţe foarte fine sînt tratate în tobă rotativă hexaedrică perforată imersată în lichid.

Toba hexaedrică în care se introduc abrazivi şi piese, se roteşte într-un rezervor umplut cu soluţie apoasă ce conţine săpunuri care activează prelucrarea şi dă luciu suprafeţei.

Gradul de tocire al microasperităţilor este funcţie de timpul de prelucrare pentru parametrii de lucru constanţi, pentru corpuri abrazive de duritate şi granulaţie constantă şi pentru acelaşi film de lichid.

Pentru stabilirea timpului optim de menţinere s-au trasat diagrame care au în ordonată variaţia gradului de tocire al microasperităţilor în procente, iar în abscisă timpul în ore (fig. 6):

$$\delta = \frac{\Delta H}{H} 100\ \%$$

H — înălţimea asperităţii înainte de tratament.

H' — înălţimea asperităţii după tratament.

$\Delta H = H - H'$

Pentru obţinerea graficului din figura 6 piesele au fost tratate în tobă rotativă hexaedrică cu viteza de rotaţie 20 rot/min, încărcătura 150 piese, soluţie apoasă cu săpunuri, volumul ocupat de piese şi corpuri abrazive fiind 1/3 din volumul tobei. Măsurătoarea asperităţilor s-a făcut cu aparatul SURTRONIC.

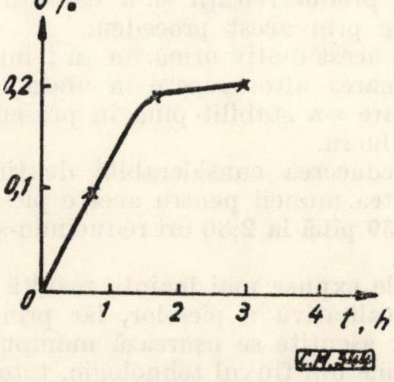


Fig. 6. Grad de tocire a microasperităţii

Corpurile abrazive utilizate pentru trasarea curbei din figura 6 au constat din prisme dure triunghiulare cu latura de 1 mm avînd ca abraziv electrocorindon cu liant ceramic.

Se constată că finisarea are loc în prima fază a procesului mai rapid, iar apoi contactul între corpul abraziv şi piesă fiind mai mic datorită tocirii microasperităţilor se tinde spre o frecare lichidă; astfel timpul optim de menţinere este de două ore.

De o importanţă primordială pentru eficacitatea procesului este alegerea corpurilor abrazive care se face după configuraţia piesei şi duritatea materialului. Pentru piese plane, simple, se pot utiliza forme accidentale de abrazivi. Pentru piese de configuraţie complexă prin examinarea cu atenţie a degajărilor, unghiurilor, filetelor, găurilor şi contururilor complicate pentru a preveni distrugerea lor şi calarea corpurilor abrazive în piesă s-au selecţionat şi introdus în procesul tehnologic corpurile semifabricate arătate în figura 7.

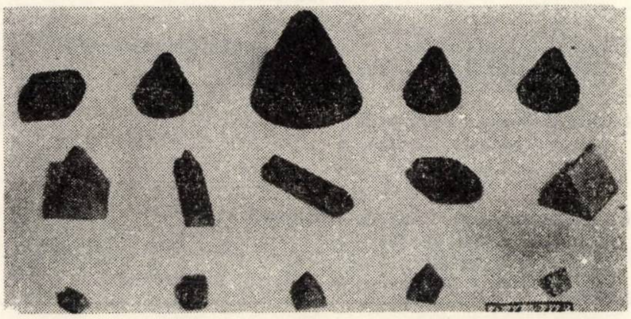


Fig. 7. Corpuri abrazive utilizate în procesul de vibronetezire

Dimensiunea lor s-a ales funcţie de configuraţia pieselor, rezultatul experimentărilor fiind după cum urmează:

1. Pentru finisări exterioare diametrul corpului abraziv de două ori mai mare ca al orificiului.
2. Pentru finisări interioare diametrul corpului abraziv 1/3 din diametrul orificiului; graturile interioare sînt înlăturate cu uşurinţă dacă piesa este călită.

Duritatea materialului impune alegerea corespunzătoare a abrazivilor astfel încît pentru piese dure se aleg corpuri abrazive mai moi, iar pentru piese moi corpuri abrazive dure.

Corpurile abrazive experimentate sînt cele de forma unor prisme triunghiulare din figura 7, reprezentînd două sortimente de materiale: unele moi pe bază de silicaţi şi altele dure pe bază de electrocorindon.

În tabelul 1 se găsesc cîteva date referitoare la rezultatele experiementărilor.

Prin comportare satisfăcătoare se înţelege că s-au obţinut pentru piese muchii rotunjite, îmbunătăţirea calităţii suprafeţei, capacitate bună de spălare. Totodată corpurile abrazive indigene sînt echivalente cu cele din import avînd o stabilitate mare a formei şi uzură mică. Durabilitatea este aproape infinită necesitînd numai sortarea pe sită vibratoare pentru a preveni sfărîmarea şi împrăştierea lor în găurile şi flanşele pieselor (tab. 1 (x)).

Conurile româneşti au fost experimentate simultan cu produsele Hygrade timp de 21 cicluri în maşini vibratoare, timp în care masa produselor româneşti a scăzut cu 14%, iar a celor firmei Hygrade cu 17% aspectul lor fiind similar. Conurile cu liant de relon şi ca abraziv oxidul de aluminiu gr. 320 se dovedesc a avea proprietăţile de abraziune cele mai bune din toate cele produse în fază de laborator,

Tabela 1

Material	Formă	Densitate g/cm	Mod de experimentare	Concluzii
Silicaţi	Prismă triunghiulară echilaterală	2,48—2,52	în tobă rotativă pentru piese de oţel şi aluminiu	comportare satisfăcătoare pentru piese oţel (x)
Electrocorindon	Prismă triunghiulară echilaterală	3,2 —3,6	în tobă rotativă pentru piese de oţel şi aluminiu	comportare satisfăcătoare pentru piese de aluminiu
Material import firma Roto-Finish Ltd. Anglia	Prismă triunghiulară echilaterală	2,8 —3	în tobă rotativă pentru piese din oţel	comportare satisfăcătoare
Carbură siliciu cu liant de material plastic firma Hygrade Ltd. Anglia	conică	1,5	în vibrator pentru piese aluminiu	comportare satisfăcătoare
Oxid aluminiu gr. 320 cu liant de relon produs laborator UMFS(xx)	conică	1,78	în vibrator pentru piese aluminiu	comportare satisfăcătoare

cu diverşi lianţi din material plastic şi diverse granulaţii şi proporţii de abraziv (tab. 1(xx)).

Procesul de finisare este eficace numai dacă se utilizează o proporţie corectă de mediu lichid — factor tehnologic de bază.

Acest lichid contribuie la amortizarea acţiunii abrazivilor asupra metalului, spălarea pieselor şi a corpurilor abrazive îndepărtînd aşchiile metalice, prevenind lipirea lor de suprafaţa metalică.

Pentru prelucrarea componentelor pompelor de injecţie am studiat problema compuşilor chimici necesari grupînd cele o sută de repere în trei categorii:

1. piese din oţel (oţel de automate, rulmenţi) care necesită mediu de debavurare abraziv;
2. piese din oţel (oţel carbon de calitate, oţeluri de îmbunătăţire) care necesită mediu de debavurare neabraziv;
3. piese din aliaje de aluminiu (material ATSiCu3, ATSi5Cu5, ATSi10Mg) şi garnituri de cupru.

Amestecurile de compuşi chimici pe care le-am stabilit pentru cele trei cazuri, au drept constituenţi de bază detergent nelubrifiant, agent de umectare, agent de spălare, inhibitor de coroziune, iar ca material abraziv carbură neagră de siliciu gr. 100—150 pentru soluţia de debavurare abrazivă. Acestea îndeplinesc următoarele condiţii:

— agenţii utilizaţi au o structură chimică care să garanteze rezultate constante în timp;

— pH-ul soluţiei este cuprins între 8—8,5 pentru piese din aliaje de aluminiu şi 9—10 pentru piesele din oţel;

— soluţiile epuizate pot fi tratate cu uşurinţă în vederea deversării lor în reţeaua apelor;

— soluţiile nu sînt dăunătoare sănătăţii operatorului.

Cantităţile de componenţi chimici sînt suficient de mici nedepăşind 20 g/l ceea ce nu duce la scumpirea procesului chiar în cazul în care lichidul nu se recirculă.

După prelucrare în instalaţiile de vibraţie piesele se spală în apă cu inhibitori de coroziune sau se cufundă în ulei dewatering.

Stabilirea regimului de prelucrare, calitatea corpurilor şi a componenţilor chimici determină creşterea productivităţii şi a calităţii pieselor prelucrate prin acest procedeu.

Pentru acest motiv urmărim să-l introducem şi la uzinarea altor repere în afara celor 100 pentru care s-a stabilit pînă în prezent tehnologia de lucru.

Prin reducerea considerabilă de timp, productivitatea muncii pentru aceste piese a crescut de 1,39 pînă la 2,36 ori reducîndu-se munca manuală.

Din cele expuse mai înainte rezultă o îmbunătăţire calitativă a pieselor, iar prin absenţa muchiilor ascuţite se uşurează manipularea lor la operaţiile din fluxul tehnologic, totodată eliminîndu-se şi defecţiunile care pot apare în timpul exploatării pompelor de injecţie datorită detaşării şi antrenării de către curentul de motorină a mici aşchii metalice.

Prin uşurinţa de mecanizare, prin faptul că operatorul nu necesită calificare înaltă, procedeul este aplicabil în orice uzină constructoare de maşini pentru piese mari şi mici, de forme complicate scule, care prin alt procedeu nu pot fi debavurate. De asemenea printr-o alegere judicioasă a instalaţiei procedeul poate fi extins şi în industria de mase plastice şi cauciucuri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ollard E. A.* „Lustruirea în tambur" Industrial Finishing 15 nr. 175 ianuarie 1963, pag. 48—51

[2] *Gligor, R., Mircea I.* „Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante" Construcţia de Maşini nr. 5, mai 1969.

[3] *Secară Gh.* „Cercetări privind factorii de dependenţă ai durităţii corpurilor abrazive" Construcţia de Maşini nr. 8, august 1970.

◆

CZ 681.2:531.78(498)

Experimentări privind determinarea unor componente de fiabilitate a manometrelor fabricate în țară

Ing. Doru PALADE – CCPMFS – București
Ing. Johannes STANDEISKY – CCPMFS – București

1. Noțiuni de bază. Terminologie

Efectiv se poate vorbi de o preocupare a cercetării științifice privind studiul comportării la fiabilitate a produselor după anul 1950 cînd, în S.U.A., au fost efectuate o serie de anchete pentru determinarea frecventelor cauze de defectare a echipamentelor aeronautice teleghidate. Dominat la început de noțiunea de probabilitate, conceptul de fiabilitate a devenit cu timpul o preocupare definitorie a performanțelor produselor, din ce în ce mai accentuată în țările industrial dezvoltate. Formulată în diverse variante, definiția fiabilității poate fi dată ca posibilitatea unui sistem de a-și îndeplini funcțiunile corespunzător destinației sale pentru o perioadă de timp stabilită, în condițiile unei funcționări precizate.

Dacă se verifică în condiții de funcționare în laborator, ea reprezintă fiabilitatea intrinsecă a sistemului respectiv, iar dacă este determinată prin condițiile specifice exploatării, ea reprezintă fiabilitatea de exploatare. Suprapunerea fiabilității intrinseci cu fiabilitatea de exploatare conduce la fiabilitatea operațională, singura în măsură să caracterizeze folosirea unui produs. Pentru a lua în discuție fiabilitatea unui produs trebuie să se precizeze : condițiile de timp, de mediu tehnologic și ambiant, performanțele ce trebuie atinse.

Asigurarea fiabilității unui produs (sistem tehnic) se poate face numai prin considerarea acesteia în fazele de proiectare și de execuție. Obținerea ei prin măsurare și selecție este de multe ori imposibilă. În accepția largă a noțiunii de fiabilitate, aceasta poate fi obținută fie prin intermediul unui obiect fiabil, fie cu o combinație de fiabilități mai mici dar cu o capacitate de întreținere și reparare prescrisă ; în acest caz, durata de serviciu și efectele economice determină metoda de apreciere.

Funcția de fiabilitate se determină în mod curent cu ajutorul legii exponențiale a lui Weibull, reprezentată sub forma unei drepte în graficul A. Plait, putîndu-se efectua prognoze de fiabilitate pe un număr relativ redus de încercări, prin corelarea probelor accelerate pe bancuri de probă cu situația reală din exploatare. Astfel se poate determina momentul optim de înlocuire a unor piese supuse uzurii și media de timp de bună funcționare a produsului.

În esență se poate arăta că studiul de fiabilitate trebuie să permită rezolvarea următoarelor probleme : determinarea rezistenței unui obiect, estimarea sarcinii constante sau variabile în timp aplicate unui obiect și determinarea efectului acestei sarcini, a duratei de viață, permițînd elaborarea unor prognoze asupra funcționării sistemelor sau echipamentelor tehnice.

2. Stabilirea condițiilor inițiale. Metode de încercare

Așa cum se poate vedea din cele expuse anterior, fiabilitatea este un factor psihologic de primă importanță. În general, un beneficiar preferă, la un preț egal, mai curînd un aparat sigur și solid decît un aparat cu performanțe superioare însă cu o structură fragilă, acordîndu-se o deosebită atenție numărului de defectări.

Din același motiv, pentru producător fiabilitatea este un factor important atît pentru desfacerea produsului în condiții crescînde de competitivitate, cît și pentru renumele fabricii constructoare. Avînd o pondere însemnată în producția de aparate de măsură și control din fabricația Uzinei de mecanică fină București, manometrele de uz general au intrat din prima etapă în atenția colectivelor de cercetători care întreprind studii de fiabilitate. Dintre tipodimensiunile fabricate de uzină au fost alese patru tipuri cu următoarele caracteristici generale :

— diametrul carcasei Ø 60 mm și presiunea nominală de 4,25 și 250 kgf/cm^2 ;

— diametrul carcasei Ø 100 mm și presiunea nominală de 100 kgf/cm^2 ;

— clasa de precizie 2,5.

Fiind produse cu destinație generală, aceste manometre se utilizează curent în diferite ramuri industriale pentru măsurări de presiuni la aer comprimat, apă, ulei, abur, funcționînd în condiții de exploatare normale. Ținînd seamă de diversitatea condițiilor de exploatare ce apar datorită diferitelor procese tehnologice, adică apariția unor variații ale sarcinii în regim dinamic, au fost alese pentru studiul de comportare la fiabilitate, pe lîngă condițiile normale, și condiții defavorabile ca pulsații, vibrații, pulsații și vibrații simultane. Pentru condițiile de pulsații a fost estimată o variație a sarcinii de la 20–30% pînă la 70–80% din valoarea maximă a presiunii înscrisă pe cadran cu o frecvență de 60 pulsații pe minut, conform instrucțiunilor de încercare a manometrelor elaborate de organele metrologice de stat. În ceea ce priveşte regimul de vibraţii, s-au ales condiţii mai grele decît în instrucţiunile de verificare, şi anume amplitudinea de 0,1 mm şi frecvenţa de 10 Hz faţă de 0,01 mm amplitudine şi frecvenţa de 10 Hz cît prevăd instrucţiunile. Pentru a putea efectua studii în condiţii cît mai complexe a fost sintetizat programul de încercări în următoarea succesiune :

— solicitare la proba de transport, urmată de probe de pulsaţii :

— solicitare numai la probe de pulsaţii ;

— solicitare la probe de pulsaţii suprapuse cu solicitări la vibraţii.

Alegerea loturilor de aparate supuse probelor s-a efectuat din producţia curentă, după verificările C.T.C. şi ale organelor metrologice, alese la întîmplare în trei etape la interval de 30—45 de zile din schimburi diferite, eliminîndu-se astfel orice posibilitate de particularizare. Astfel, rezultatele pot caracteriza în mod corespunzător producţia de serie, calitatea acesteia din punct de vedere complex şi dinamic, adică felul în care aparatele îndeplinesc complexul de condiţii tehnice concomitent cu dinamica perfecţionării mijloacelor de producţie şi cu exigenţa faţă de calitatea produselor. Mărirea loturilor a fost aleasă între 10 şi 20 bucăţi, pentru fiecare tipodimensiune supusă încercărilor.

3. *Mijloacele de studiu*

Pentru o apreciere cît mai corectă a fiabilităţii operaţionale la manometrele analizate, au fost efectuate în paralel studii de fiabilitate intrinsecă şi fiabilitatea de exploatare. Pentru obţinerea datelor de fiabilitate intrinsecă a produselor a fost realizat un stand complex de probe de anduranţă în regim accelerat (fig. 1). După cum se vede din figură, pulsaţiile de presiune se realizează cu ajutorul unui cilindru cu piston plunger 4 antrenat de un electromotor cu reductor mecanic 1. Presiunea iniţială, care corespunde cu limita inferioară (20—30% din limita maximă înscrisă pe cadran) a amplitudinii pulsaţiei, se obţine cu ajutorul pompei manuale.

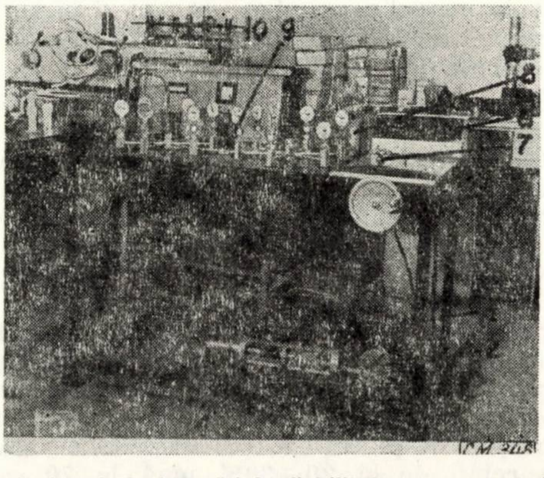


Fig. 1. Stand de încercări la fiabilitate a manometrelor: *1* — grup de antrenare ; *2* — flanşe cu excentric reglabil ; *3* — cap de cruce ; *4* — cilindru cu piston plunger ; *5* — pompă manuală ; *6* — pupitru de comandă şi control ; *7* — robinet ; *8* — rezervor ulei *9* — reţea de distribuţie cu 12 posturi ; *10* — masa de vibrat.

Mărimea amplitudinii pulsaţiilor se poate regla din următoarele puncte : excentricul 2, poziţia plungerului faţă de capul de cruce 3 utilizarea unui set de perechi cilindru-plunger 4 şi robinetul 7 care are efect de drosel. Manometrele sînt montate pe reţeaua de distribuţie 9, care asigură prin forma aleasă o repartiţie uniformă a amplitudinii pe toate aparatele. Reţeaua de distribuţie are posibilitatea unei racordări flexibile la masa de vibraţii 10. Numărul de pulsaţii este contorizat la pupitrul de comandă 6. Pentru stabilirea fiabilităţii de exploatare au fost culese date de la beneficiarii cei mai importanţi prin intermediul serviciului C.T.C. al uzinei producătoare. Colectarea datelor a fost făcută pe baza unor fişe tip, din care rezultă o serie de date cuprinzînd printre altele : tipul, numărul şi seria de fabricaţie, data livrării, data montajului în instalaţie, timpul de bună funcţionare, numărul defectărilor, cauzele acestora, reparaţiile şi timpul afectat, data defectării şi data repunerii în funcţiune, ieşirii din clasa de precizie, scoaterea din funcţiune ş.a.

De asemenea au fost analizate şi reclamaţiile primite pe o durată de şase luni referitoare la tipurile de aparate luate în studiu.

4. *Desfăşurarea probelor*

Toate aparatele, selecţionate conform celor arătate la punctul 2, au fost supuse din nou verificărilor de lot, conform instrucţiunilor metrologice în vigoare, de către personalul de cercetare care a participat la efectuarea studiilor de fiabilitate.

Verificările metrologice, care se vor repeta de mai multe ori în cursul experimentărilor, au constat în verificarea variaţiei indicaţiilor, timpul de răspuns şi revenirea la zero, fiind efectuate cu ajutorul unei pompe etalon cu piston şi greutăţi.

Primul lot din fiecare tipodimensiune a fost supus unei probe de transport în ambalajul original, cutii de carton introduse într-un conteiner sigilat şi montat pe osia din spate a unei autoutilitare TV, pe o distanţă de 1 000 km parcurşi în Bucureşti pe drumuri cu stări variate (caldarîm, asfalt). După proba de transport s-au repetat verificările metrologice.

Aparatele din primul lot, împreună cu lotul II, au fost supuse la proba de pulsat, efectuîndu-se verificările corespunzătoare după fiecare ciclu de cîte 10^5 pulsaţii. Proba a continuat în acest mod pînă la distrugerea completă (aproximativ 15.10^5 pulsaţii). Lotul III de aparate a fost supus la proba combinată de pulsat și vibrat, repetîndu-se verificările după fiecare ciclu efectuat pe o durată de 120 minute, pînă la distrugerea totală a manometrelor.

5. *Comportarea aparatelor*

Ținînd seamă de faptul că subansamblul cep-tub bourdon constituie un element principal în ansamblul întregului aparat, s-au efectuat observații și măsurători directe asupra comportării în cursul experimentărilor. S-a marcat un reper fix pe cep și un reper pe vîrful tubului bourdon, observîndu-se deplasările între aceste repere în timp. Măsurătorile au fost efectuate pe un microscop de laborator, unde există posibilitatea măsurării cu precizia de 0,001 mm a deplasărilor reperului mobil (fig.2).

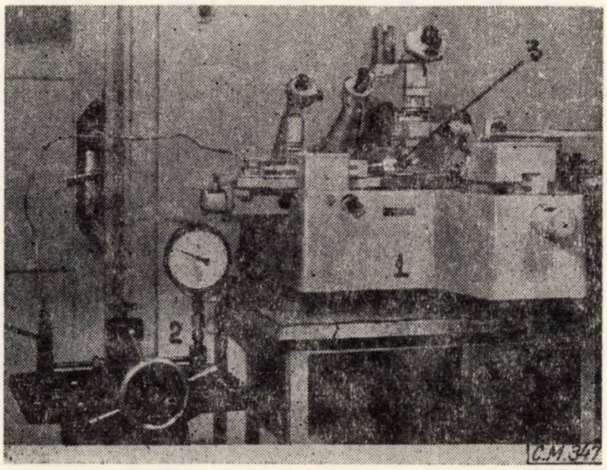


Fig. 2. Controlul deplasărilor capului tubului bourdon: *1* – microscop de laborator pentru măsurat lungimi; *2* – pompă manuală cu manometru etalon; *3* – subansamblu cep-tub bourdon în poziția de verificare.

Aceste măsurători au fost efectuate în afara verificărilor metrologice obișnuite la toate aparatele la sfîrșitul fiecărei probe, respectiv după proba de transport, transport și pulsat, pulsat, pulsat și vibrat. Pe baza datelor obținute s-au ridicat diagrame ale deplasării în timp a vîrfului tubului bourdon la presiunea de 0 kgf/cm^2 și diagrame de variație a deformației tubului bourdon pentru diferite presiuni în timp de la 0 kgf/cm^2 la presiunea maximă înscrisă pe cadran.

În figura 3 este reprezentată deplasarea vîrfului tubului bourdon la 0 kgf/cm^2 pentru un manometru Ø 60 mm×250kgf/cm^2, pe parcursul a 15 cicluri de pulsat și vibrat.

Comparativ, în figura 4 a fost redată diagrama deformației tubului bourdon la același manometru, după ciclul 1, 5 și 15, la presiunile de 0,50, 100, 150, 200 și 250 kgf/cm^2, la creșterea și descreșterea presiunii.

Referitor la comportarea aparatului se poate arăta că, după proba de transport, verificările au indicat rezultate corespunzătoare.

La celelalte probe efectuate s-a constatat apariția unor defecte și anume:

— Ieșiri din clasă datorite dereglării mecanismului, rotirii acului indicator pe fus sau deformațiilor remanente la tubul bourdon. Aceste defecte s-au remediat prin reetalonare, continuîndu-se probele.

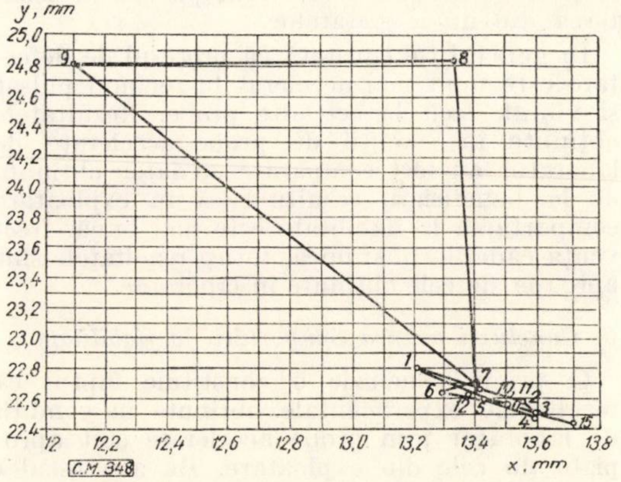


Fig. 3. Deplasarea vîrfului tubului bourdon la 0 kgf/cm^2 pentru manometru Ø 60×250 kgf/cm^2, la proba de pulsat și vibrat.

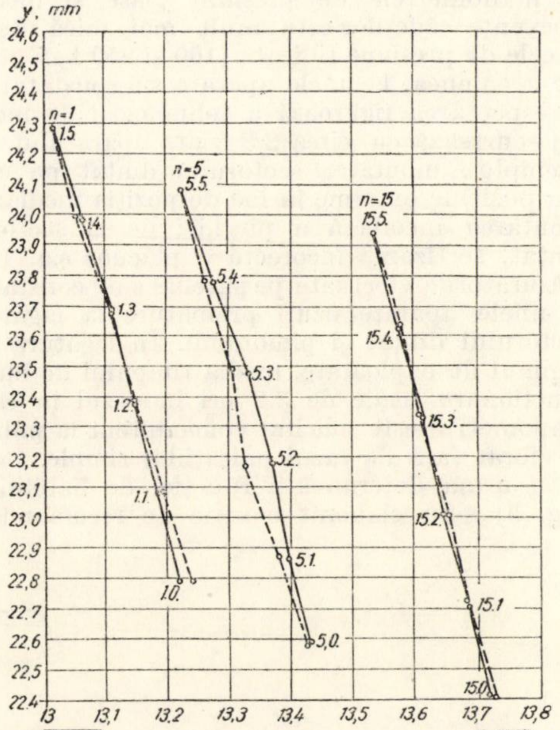


Fig. 4. Deformația tubului bourdon la manometru Ø 60×250 kgf/cm^2 la proba de pulsat și vibrat pentru 0,50, 100, 150, 200 și 250 kgf/cm^2, la creșterea și descreșterea presiunii după ciclul 1, 5 și 15.

— Fisurări ale tubului bourdon la locurile de îmbinare cu cepul și la vîrful tubului. Aceste defecte nu s-au remediat, probele fiind sistate şi aparatul considerat scos din uz.

— Apariţia unor jocuri la plăcile fixe ale mecanismelor indicatoare, la probele de pulsat şi vibrat. Aceste defecte au apărut în special la probele de pulsat şi vibrat provocînd scoaterea din uz a aparatelor.

În general, se constată că procesul de defectare este mult mai accelerat în regimul pulsat şi vibrat decît la celelalte probe. Rezultatele obţinute în condiţii de probe accelerate de laborator au fost comparate cu datele obţinute de la beneficiari, rezultînd că în exploatare comportarea la fiabilitate este mai bună, frecvenţa căderilor mai mică, totuşi rezultatele sînt aproape de cele obţinute în laborator.

6. *Concluzii asupra comportării la fiabilitate*

O primă concluzie o constituie faptul că rezultatele experimentale obţinute în condiţii de laborator prin probe accelerate sînt apropiate de cele din exploatare. De aici rezultă avantajul probelor de laborator care permit o identificare rapidă a unor defecte sistematice.

Din punct de vedere al frecvenţei căderilor s-a constatat o diferenţiere pe tipuri. Astfel, la manometrele de presiuni joase şi medii, frecvenţa căderilor este mult mai mică decît la cele de presiune ridicată (100 şi 250 kgf/cm^2). De asemenea, la unele aparate s-a constatat că nerespectarea riguroasă a tehnologiei de montaj scurtează cu circa 2/3 viaţa aparatului, de exemplu: montarea sectorului dinţat pe una din poziţiile extreme în loc de poziţia mediană, montarea incorectă a pîrghiei de la sectorul dinţat, sertizarea incorectă a plăcilor ş.a. Din măsurătorile efectuate pe parcurs s-au constatat la unele aparate uzuri premature la lagărele sectorului dinţat şi pinionului. În legătură cu regimul de exploatare, media timpului de bună funcţionare scade de 3,2 ori în cazul în care manometrul este solicitat concomitent la pulsat şi vibrat faţă de cazul pulsaţiilor simple.

În urma determinării funcţiei de fiabilitate (fig. 5) s-au elaborat o serie de recomandări şi instrucţiuni pentru diversele compartimente ale uzinei producătoare cît şi pentru beneficiari, dintre care: studii de îmbunătăţire ale mecanismului indicator, a fixării acestuia pe cep, a tehnologiei de lipire a tubului bourdon, de formare şi tratament termic al tubului bourdon, luarea unor măsuri deosebite de montaj şi verificare la beneficiar în cazul utilizării în regim de vibraţii ş.a. Studiile efectuate au arătat eficienţa deosebită atît pentru uzina producătoare cît şi pentru beneficiar, în continuare urmînd a fi extinse şi la alte grupe de produse din sectorul de mecanică fină.

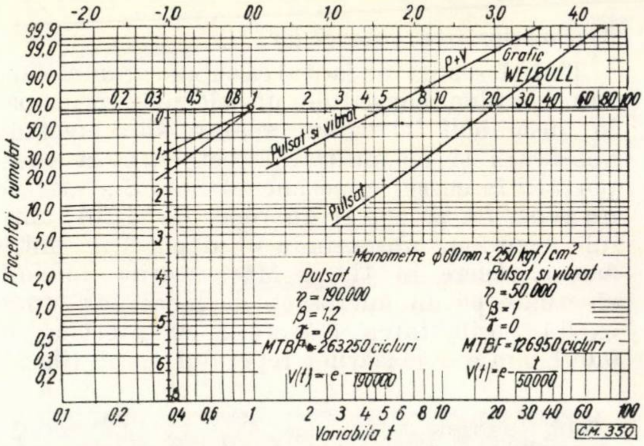


Fig. 5. Funcţia de fiabilitate rezultată în urma experiementărilor în situaţiile: Transport şi pulsat, pulsat şi vibrat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pollard, A.* şi *Rivoire, C.* Fiabilité et statistiques prévisionnelles. La métode de Weibull. Paris, Editions EYROLLES şi Editions D'organisation, 1971.

[2] *Bazovsky, I.* Fiabilitatea, Vol. I. Uzina „Tractorul" Braşov, 1972.

[3] Culegere de articole „Fiabilitatea = competitivitate". Inspectoratul de stat pentru controlul calităţii produselor, 1973.

[4] *Chapouille, P.* şi De *Pazzis, R.* Fiabilité des systèmes. Paris Masson & Cie 1968.

[5] *Plait, A.* The Weibull distribution with tables. In: Industrial Quality Control, November 1962.

◆

Petroniu Popovici

CZ 621.642.001.4

Verificarea pneumatică a recipientelor în condiții de securitate. Metodă și stand

Ing. Petroniu POPOVICI-jr. – ISCE „PETROM” – București
Dr. ing. Octavian OPRIȘ – Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii – București

Petroniu Popovici-jr. a absolvit Institutul politehnic — București, Facultatea de mecanică, în 1969. În prezent lucrează la I.S.C.E. ,,PETROM” — București.

Dezvoltarea pe plan mondial și național a construcției de recipiente de capacități mari și care lucrează la presiune face ca vechile metode de verificare a etanșeității să nu mai corespundă condițiilor de securitate a operatorilor care execută verificările. De aceea, una dintre cele mai importante probleme ce se ridică în prezent la verificarea pneumatică a recipientelor sub presiune, constă tocmai în găsirea unor soluții care să asigure aceste condiții.

Astfel, în cazul spargerii unui recipient cu o capacitate de 50 m^3, în care se află aer sau gaze la o presiune de 20 kgf/cm^2, pot fi distruse ziduri pînă la o distanță de circa 20 m, iar suflul exploziei poate fi periculos pentru om pînă la o distanță de circa 60 m.

Deși în industria chimică se folosesc recipiente cu capacități mai mari de 50 m^3 și care se verifică prin proba pneumatică la o presiune mai mare decît 20 kgf/cm^2, încă nu s-a dat atenția cuvenită pericolului care apare în timpul acestor verificări.

Instrucțiunile în vigoare [1], [2], [3], [4] prevăd ca, pe lîngă proba hidraulică, pentru recipientele care lucrează cu fluide toxice sau combustibile, sau care lucrează sub presiune, să se execute și o probă pneumatică pentru verificarea etanșeității. Acestea se fac cu scopul de a determina scăpările de fluid prin orificiile și fisurile cordoanelor de sudură și de a le localiza. Debitul Q de fluid ce se pierde pe această cale este funcție de diferența Δp dintre presiunea interioară a recipientului și cea exterioară, de dimensiunile orificiului (diametrul $2\,r$ și lungimea l) și de viscozitatea dinamică η_0 a fluidului respectiv :

$$Q = \frac{\pi \, \Delta \, p \, r^4}{8 \, \eta_0 \, l} \qquad (1)$$

Relația (1) este suficient de precisă pentru calculele tehnice obișnuite, dar pentru orificii cu diametre mici (sub 5 μm) și cînd se utilizează apa ca agent de probă, folosirea ei nu duce întotdeauna la rezultate conforme cu realitatea. Cauza constă în aceea că, în condițiile de curgere arătate mai înainte, apare fenomenul de adsorbție moleculară de care nu ține seamă relația (1).

Acest fenomen, care se manifestă în cazul considerat prin micșorarea bruscă a debitului de fluid ce scapă prin fisuri sau orificii, se explică prin prezența unui strat de fluid monomolecular (Langmuir) sau polimolecular (Brunauer) care nu se deplasează o dată cu fluidul care curge, fiind reținut (adsorbit) de suprafața interioară a fisurii sau orificiului [5]. Punerea în evidență a modului cum acționează adsorbția moleculară asupra curgerii fluidelor prin fante s-a făcut trecîndu-se debite diferite de ulei printr-un drossel; la o diferență de presiune de 60 kgf/cm^2 și o secțiune de 0,022 mm^2 a apărut o scădere bruscă a debitului de ulei după primele minute de funcționare. Reiese deci că, pentru anumite fluide și în anumite condiții de lucru, micșorarea secțiunii de curgere poate duce la colmatarea orificiului considerat.

Pentru a prezenta aspectul cantitativ al pierderilor de fluid prin fante, se va da un exemplu de calcul folosind relația (1) în cazul apei și al aerului, ca agenți de verificare.

Astfel la proba hidraulică, pentru $p = 25$ kgf/ /cm^2, $l = 10$ mm și $\eta^{apă}_{25°C} = 0{,}893$ cP, pot fi puse în evidență doar scăpările prin orificii cu un diametru de peste 1,35 μm. Din această cauză apare necesitatea efectuării probei pneumatice de etanșeitate ; dacă se mențin aceiași parametri ca la prima probă și pentru $\eta^{aer}_{25°C} = 183\,\mu$P, aplicînd relația (1) rezultă că pentru orificii cu diametrul de 1,34—0,55 μm, pierderile de gaze sînt de 61—0,5 mm^3/h. Scăpările prin orificii cu diametre mai mici de 0,5 μm nu pot fi sesizate cu mijloacele actuale industriale.

O primă condiție ce se impune la verificarea pneumatică constă în aceea ca operatorul să nu vină în contact cu recipientul în timpul probei. Aceasta se poate realiza prin comandarea de la distanță a presiunii de probă din recipient și prin asigurarea posibilităților de citire de la distanță (sau de la recipient după descărcarea lui) a eventualelor pierderi.

Protejarea operatorului și a persoanelor din imediata apropiere a recipientului în probă, în cazul spargerii lui, trebuie să se facă prin introducerea recipientului într-o incintă rezistentă la o eventuală explozie, operatorul rămînînd situat în afara incintei.

Metoda de verificarea adoptată trebuie să ofere posibilitatea ca, pe lîngă stabilirea pierderilor de presiune prin neetanșeități, să se determine și locul în care se produc aceste pierderi; totodată, trebuie să asigure și o sensibilitate corespunzătoare normelor tehnice de exploatare a recipientelor.

În fine, ultimele condiții impun ca durata verificării pneumatice a etanșeității să nu depășească un anumit timp (ceea ce ar putea să stingherească procesul tehnologic), procesul de verificare să nu ridice probleme deosebite de tehnicitate pentru operatorul ce execută verificările și să nu implice cheltuieli prea ridicate, comparativ cu valoarea utilajului respectiv.

După cum s-a arătat, la efectuarea probei hidraulice pot fi puse în evidență numai o parte a neetanșeităților recipientelor încercate, defectele rămase astfel neevidențiate putînd fi puse în evidență cu ajutorul probei pneumatice.

Se consideră că efectuarea acestei probe prin metode complexe (care să pună în evidență existența unor pierderi de gaze și care să permită totodată și localizarea lor) nu este economică. De aceea este indicat a se folosi întîi o metodă de verificare simplă, care să conducă la separarea recipientelor cu pierderi prin neetanșeități de celelalte. Urmează apoi, ca recipientele găsite neetanșe, să fie supuse unei probe complexe care, în condiții de securitate a operatorilor, să indice concomitent existența neetanșeităților și locul lor.

Din studierea pe plan mondial a metodelor de verificare pneumatică a recipientelor s-a ajuns la concluzia că una din cele mai indicate metode este aceea la care pierderile sînt puse în evidență cu ajutorul unui manometru diferențial [6], [7], [8], [9], [10], [11].

Metoda propusă răspunde cerințelor de securitate a muncii operatorului care execută verificările, are o sensibilitate corespunzătoare și ține cont totodată și de problemele de ordin economic ce apar în asemenea cazuri. S-au avut în vedere, de asemenea, posibilitățile tehnologice de realizare a unui stand cu ajutorul căruia să se aplice metoda propusă.

În figura 1 se prezintă schema funcțională a standului, care este format dintr-o cameră de verificare *A* și o cameră de comandă *B*. În camera de verificare *A* se plasează recipientul supus verificării *2*, un recipient compensator *1* și o instalație de aer comprimat formată dintr-un compresor *3*, un rezervor de aer comprimat *4* și un separator *5*.

În camera de comandă B se găsește un manometru diferențial *10* prevăzut cu un vas de expandare *11*, un manometru cu tub Bourdon *12* și robinetele *9* și *7*, care sînt cufundate într-un vas cu lichid *8*; tot în această cameră se află și operatorul ce execută proba.

Metoda de verificare constă în introducerea aerului sub presiune în instalație cu ajutorul compresorului *3*, prin deschiderea robinetelor *7* și *9*. După ce presiunea a atins valoarea prescrisă pentru verificare, se întrerupe alimentarea cu aer prin închiderea robinetului *7*. Se așteaptă liniștirea curenților care au luat naștere la introducerea aerului în recipientele *1* și *2*, uniformizarea temperaturilor și stabilizarea presiunii (indicată de manometrul *12*), după care se închide și robinetul *9*. Astfel, se întrerupe legătura directă dintre recipientul supus verificării *2* și recipientul compensator *1*, rămînînd numai comunicarea prin intermediul tubului manometric 10, diferența de presiune indicată de el în acest moment fiind egală cu zero.

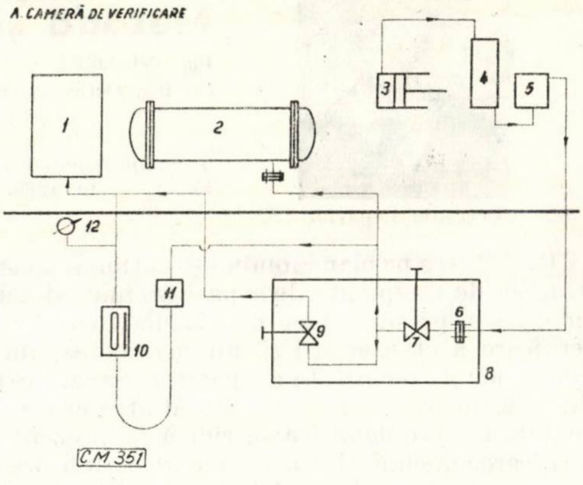


Fig. 1

În cazul existenței unor scăpări ale recipientului supus verificării *2*, va apărea un dezechilibru al presiunilor din recipientele *1* și *2*, dezechilibru ce va fi indicat de către manometrul diferențial 10.

Pentru eliminarea pierderilor datorită neetanșeității sistemului de alimentare cu aer de la compresor, s-a prevăzut posibilitatea ca, după introducerea aerului în instalație la presiunea de verificare, să se separe acest sistem de restul instalației prin deșurubarea piuliței olandeze *6*. Robinetele *7* și *9* și piulița *6* se vor cufunda într-un vas cu lichid *8*, putînd fi astfel observate sursele secundare de pierdere a presiunii, care ar putea să apară în timpul exploatării standului.

O problemă importantă care se pune în cazul acestor verificări, este aceea a sensibilității metodei de verificare. În cazul de față ea depinde de doi factori, și anume : diametrul tubului manometrului diferențial *10* și volumul recipientului compensator *1*.

După cum se știe, manometrul diferențial asigură o precizie de măsurare cu atît mai mare cu cît diametrul tubului *U* este mai mic. Avînd în vedere posibilităţile tehnologice de execuţie a acestui tub, precum şi condiţiile impuse de sensibilitatea pe care dorim să o obţinem prin această metodă, se recomandă ca diametrul tubului *U* să fie de circa 5 mm. Manometrul *10* se poate confecţiona din ţeavă metalică şi poate fi prevăzut cu un tub de sticlă numai pe porţiunea de control, ceea ce permite citirea pe o scală gradată a diferenţei de nivel între cele două braţe ale tubului *U* în condiţii de securitate a operatorului.

În ceea ce priveşte mărimea recipientului compensator *1* s-a făcut o analiză complexă a problemei, astfel ca mărimea aleasă, pe lîngă asigurarea unei precizii corespunzătoare a verificărilor, să fie convenabilă şi din punct de vedere economic, dat fiind că ea determină mărimea camerei de verificare *A*.

Asimilînd scăderea presiunii datorită scăpărilor prin neetanşeităţi cu o mărire a volumului recipientului supus verificării, se poate considera că procesul este o transformare izotermă. Astfel, dacă notăm cu V_2 volumul recipientului *2* supus verificării, se poate aprecia că scăderea presiunii datorită pierderilor prin neetanşeităţi este rezultatul măririi volumului V_2 cu o valoare ΔV_2, după cum se ilustrează şi în figura 2.

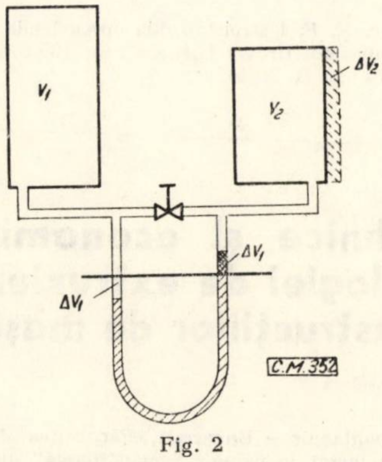


Fig. 2

De asemenea, în recipientul compensator *1*, care are un volum V_1, se poate considera că pierderile de presiune (pentru echilibrarea scăpărilor din recipientul de verificat) se datoresc unei creşteri ΔV_1 a volumului respectiv. Volumele recipientelor *1* şi *2* fiind separate prin suprafaţa lichidului din tubul manometric, se pot scrie ecuaţiile transformării izoterme pentru fiecare volum în parte.

Rezultă :

$$\Delta V_1 = \left(\frac{V_1}{V_2 + V_1}\right) \Delta V_2. \quad (2)$$

În figura 3 este prezentată variaţia valorii relative a volumului de gaze $\frac{\Delta V_1}{\Delta V_2}$ care produce denivelarea manometrului diferenţial 10, (pentru compensarea pierderilor prin neetanşeităţi) în funcţie de valoarea relativă a volumului recipientului compensator $\frac{V_1}{V_2}$.

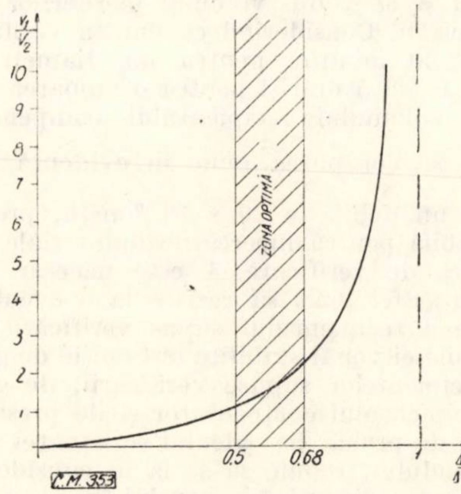


Fig. 3

Din diagramă reiese o creştere sensibilă a valorii relative $\frac{\Delta V_1}{\Delta V_2}$ a volumului de aer care produce denivelarea manometrului diferenţial 10, respectiv o creştere a preciziei metodei, pînă la o creştere a volumului relativ $\frac{V_1}{V_2} = 3$.

Deoarece sensibilitatea metodei creşte foarte lent pentru valori $\frac{V_1}{V_2} > 3$ este necesar ca, în funcţie de condiţiile tehnice ce se impun la verificare să se aleagă o valoare convenabilă a raportului $\frac{V_1}{V_2}$, care să satisfacă atît condiţiile de sensibilitate cît şi cele de economicitate. Astfel, pentru verificarea recipientelor cu volumul de $5 \div 10$ m^3 se recomandă a se lucra cu un raport $\frac{V_1}{V_2} \leqslant 2$; la valori $\frac{V_1}{V_2} > 2$ se realizează o creştere redusă a sensibilităţii pentru creşteri mari ale volumului recipientului compensator.

În acelaşi timp însă, acest raport nu trebuie să scadă sub valoarea $\frac{V_1}{V_2} = 1$, deoarece în acest caz sensibilitatea metodei scade mult, iar metoda nu va mai corespunde condiţiilor tehnice arătate mai înainte.

Pentru recipientele menţionate, pe diagrama din figura 3 se indică o zonă optimă, atît din punct de vedere al sensibilităţii cît şi din punct de vedere al economicităţii metodei de verificare. În această zonă, volumul de gaz care dezechilibrează manometrul 10 variază între 50 şi 68% din volumul pierderilor prin neetanşeităţi. Considerînd că durata verificării este de 30 minute, pentru un diametru al tubului *U* de 5 mm şi pentru o valoarea relativă a volumului recipientului compensator $\frac{V_1}{V_2} = 1$, se vor putea pune în evidenţă pierderi cu un debit de 20×10^{-9} m³/h, precizie remarcabilă pentru încercările industriale.

Camera de verificare *A* este necesar a se construi astfel încît să reziste la o eventuală spargere a recipientului supus verificării. Dimensiunile ei vor fi stabilite în funcţie de gabaritul recipientelor supuse verificării, de gabaritul recipientului compensator şi de presiunea maximă de probă. La calculul rezistenţei pereţilor standului, trebuie să se ia în consideraţie atît acţiunea dinamică a gazului în momentul spargerii recipientului, cît şi posibilitatea apariţiei unei dirijări a presiunii, sub forma unei unde de şoc, numai pe o anumită suprafaţă a încăperii respective.

★

Pentru repararea recipientelor ce prezintă scăpări, adică a celor care au fost respinse la verificarea prin metoda descrisă mai înainte, este necesară o localizare a microfisurilor. Aceasta se poate realiza printr-o metodă chimică care va fi prezentată ulterior.

BIBLIOGRAFIE

[1] Instrucţiuni tehnice C_4—65, pentru construcţia repararea, instalarea, funcţionarea şi controlul recipientelor stabile sub presiune. Bucureşti, 1965.

[2] Instrucţiuni tehnice C_4—66, modificări la instrucţiunile tehnice C_4—61, Bucureşti, 1965.

[3] Instrucţiuni tehnice C_{14}—65 pentru construirea, funcţionarea repararea şi controlul recipientelor stabile sub presiune din instalaţii frigorifice

[4] Instalaţii frigorifice. Prescripţii de siguranţă pentru construcţie, echipament şi montaj, STAS 6987-64.

[5] *Bratu, Em.* Operaţii şi utilaje în industria chimică, vol. II, Bucureşti, Editura tehnică.

[6] *Mannesson, R.* Perfectionnements apportés aux appareils pour déceler les fuites dans des capacités fermées. Brevet Franţa nr. 1.114.506 din aprilie 1956, Cl.42K 30/01.

[7] Société pour le traitement interne des chaudières — appareil pour éprouver les fûtes métalliques. Brevet Franţa nr. 1.056.421 din februarie 1954, Cl. 42K 30/01.

[8] Westinghouse Electric Corporation résidant aux Ètats Unis d'Amérique — Appareillage de mesure des pertes de gaz. Brevet Franţa nr. 978.221 din aprilie 1951, Cl 42K 30/01.

[9] *B. Braun* résidant en République Fédérale d'Allemagne — Appareil servant à mesurer ou à enregistrer des petites variations de pression ou de quantité de gaz.

[10] *Solodovnikov, M.F.* i *B.N. Siov.* Sposob controlia procinosti i ghermeticinosti krupnogobaritnîh izdeli — Brevet U.R.S.S. nr. 209.008 din martie 1968, Cl. 42K 30/01.

[11] *Murilov, N. F.* Ustroistvo dlia opredeleniia ghermeticinosti iomcosti. Brevet U.R.S.S., nr. 135.675 din martie 1961, Cl. 42 K 30/01.

CZ 621.777:621

Unele probleme tehnice şi economice ale extinderii tehnologiei de extruziune la rece în ramura construcţiilor de maşini

Ing. Mihai PRIDVORNIC — I.C.T.C.M. - Bucureşti

Pridvornic Mihai a absolvit Institutul politehnic — Bucureşti, Facultatea de metalurgie, în anul 1959. Pînă în 1962 a lucrat la uzina „Semănătoarea" din Bucureşti. În prezent lucrează ca cercetător ştiinţific principal în laboratorul de deformări plastice al ICTCM. Este doctorand la I.P.B., disciplina metalurgie fizică.

Competitiv ca precizie, calitate şi productivitate cu tehnologiile de fabricaţie prin aşchiere, procedeul de extruziune la rece a pieselor a cunoscut o largă dezvoltare în toate ţările avansate din punct de vedere tehnic. Ritmul în care creşte producţia de piese extrudate la rece este de 2...3 ori mai rapid decît ritmul mediu în care creşte producţia pieselor prelucrate prin deformare plastică în general [1].

Dezvoltarea şi extinderea rapidă a procedeului de extruziune la rece sînt asigurate în toate ţările de o activitate intensă de cercetare ale cărei principale obiective sînt: lărgirea gamei de oţeluri şi aliaje extrudabile la rece şi îmbunătăţirea comportării acestora în timpul deformării, fabricarea unor lubrifianţi optimi, mărirea durabilităţii sculelor prin asimilarea de noi oţeluri şi aliaje dure sintetizate, îmbunătăţirea preciziei pieselor extrudate, mecanizarea şi automatizarea proceselor tehnologice, debitarea precisă a semifabricatelor etc.

Cunoscut şi aplicat într-o serie de unităţi constructoare de maşini din ţara noastră, procedeul de extruziune la rece va fi extins în perioada următoare şi în alte uzine, pentru un nomenclator divers de tipodimensiuni de piese. Pentru asigurarea extinderii rapide şi cu mamixă eficienţă a procedeului, I.C.T.C.M. — în baza unui larg program elaborat cu M.I.C.M.G. a primit sarcina anchetării factorilor interesaţi, iar prin prelucrarea centralizată a datelor şi-a elaborat un program de lucru care va fi tradus în practică în perioada următoare de timp.

Unul din obiectivele studiate cu ocazia prelucrării centralizate a datelor de anchetă a fost analiza structurii fabricaţiei de piese susceptibile de a fi realizate prin extruziune la rece. Pe baza rezultatelor astfel obţinute, au fost trase concluzii importante privind dotarea raţională cu utilaje tehnologice de bază şi auxiliare, volumul acţiunilor necesare (proiectare, execuţie SDV-uri, asimilări de materiale etc.) şi cadrul organizatoric optim pentru accelerarea ritmului de extindere a procedeului.

În figura 1 a fost redată, de exemplu, structura producţiei susceptibilă a fi realizată prin extruziune la rece pe grupe de masă, iar în figura 2 structura aceleiaşi producţii pe grupe tehnologice de bază. Din aceste elemente s-a putut stabili, de exemplu, că gama de utilaje de extruziune cu încărcare maximă o vor constitui în special presele de 160 şi 250 tf, iar într-o măsură mai mică cele de 400 tf. În acest mod s-a putut stabili volumul investiţiei şi structura parcului de utilaje care va intra în viitor în dotarea noilor secţii de extruziune.

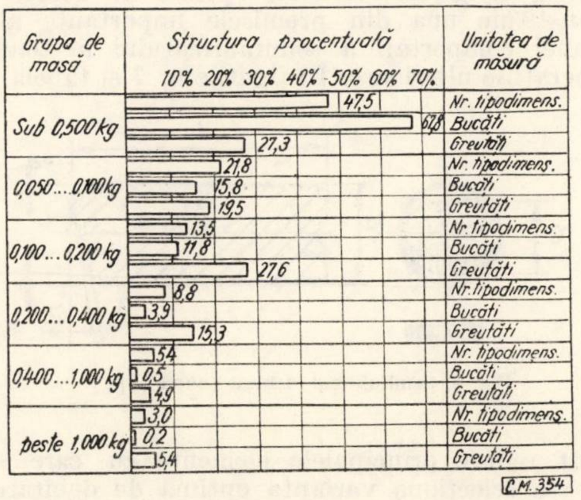


Fig. 1. Structura producţiei susceptibil să fie executată prin extruziune la rece (grupa de masă).

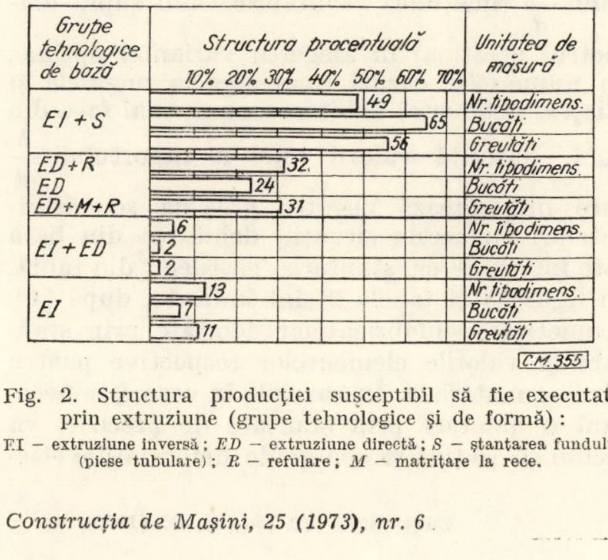


Fig. 2. Structura producţiei susceptibil să fie executată prin extruziune (grupe tehnologice şi de formă):

EI — extruziune inversă; *ED* — extruziune directă; *S* — ştanţarea fundului (piese tubulare); *R* — refulare; *M* — matriţare la rece.

Extinderea extruziunii la rece va aduce economii de oţel şi manoperă deosebit de mari. Din figura 3, de exemplu, rezultă că ponderea maximă a metalului economisit o constituie oţelurile cu conţinut mediu de carbon şi oţelurile aliate de cementare, adică acele grupe de oţel cu un preţ mai ridicat. În aceste condiţii, eficienţa economică a extinderii extruziunii la rece va fi desigur asigurată şi cu termene scurte de recuperare a cheltuielilor făcute.

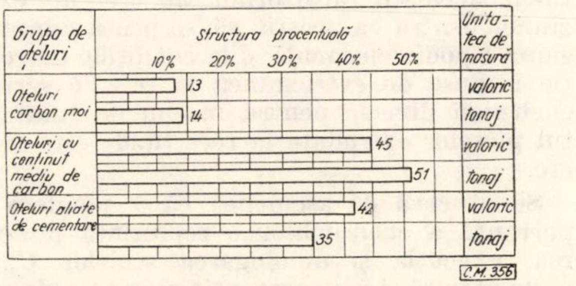


Fig. 3. Structura economiilor de oţel care va fi obţinută din extinderea extruziunii la rece.

Pentru stabilirea eficienţei economice şi rentabilităţii acţiunii de extindere a operaţiei de extruziune la rece este necesară analiza fiecărei situaţii de aplicare concretă în parte şi, în special, prevederea tuturor cheltuielilor necesare. Cu titlu informativ, în figura 4 se poate vedea structura cheltuielilor şi investiţiilor necesare pe ansamblul acţiunii de extindere a extruziunii la rece, cu observaţia că eficienţa economică şi rentabilitatea acestui procedeu trebuie refăcute pentru fiecare secţie şi caz concret în parte. Mai trebuie de asemenea subliniat caracterul informativ al situaţiei, întrucît se compară unele cheltuieli anuale (materiale, scule

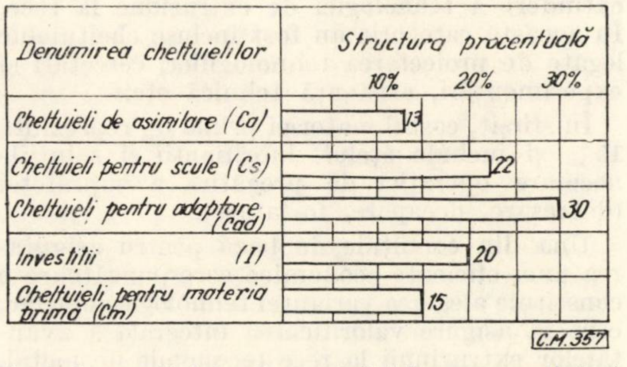


Fig. 4. Comparaţie între diverse cheltuieli necesare extinderii extruziunii la rece.

etc.) cu alte cheltuieli care se vor face numai la începutul acțiunii (investiții, cheltuieli de adaptare etc.).

În primul rînd observăm că ponderea cea mai mare revine cheltuielilor de adaptare C_{ad} în care sînt incluse următoarele : înlocuirea unor mașini și utilaje sau modernizarea lor în vederea integrării parametrilor funcționali în noua tehnologie (de exemplu, strungurile automate care prelucrează din bară vor fi înlocuite cu strunguri cu alimentare din bunker), unele cheltuieli necesare furnizorilor de oțel de extruziune, pentru ca aceștia să se poată adapta la gama tipodimensională și la condițiile de recepție impuse de extruziunea la rece, o serie de cheltuieli diverse pentru mașini de rulat filetul pieselor extrudate la rece (unde este cazul) etc.

Se observă de asemenea că o pondere importantă a cheltuielilor o reprezintă proiectarea, execuția și omologarea sculelor C_s, de unde rezultă și marea atenție care trebuie acordată acestei probleme. Cheltuielile anuale pentru scule sînt de același ordin de mărime cu cel al investiției inițiale. O cale pentru scăderea acestui indicator ar fi extinderea utilizării sculelor din aliaje dure sinterizate. Atingerea acestui obiectiv este legată însă de necesitatea măririi seriilor de fabricație și de restrîngerea nomenclatorului de piese printr-o activitate mai susținută de tipizare a anumitor repere. Trebuie arătat că utilizarea sculelor din aliaje dure sinterizate este rațională numai pentru 20% din actualul nomenclator de piese la care se va extinde extruziunea la rece (excluzînd din evaluări situația elementelor de asamblare).

Cheltuielile de asimilare C_a reprezintă 13% din totalul costurilor legate de acțiunea de extindere a tehnologiei de extruziune la rece. În această categorie au fost incluse cheltuielile legate de proiectarea tehnologiilor, cercetări și experimentări, asistență tehnică etc.

În sfîrșit, costul materiei prime C_m reprezintă 15% și include oțelul, lubrifianții și soluțiile necesare operației de pregătire a suprafeței (degresare, decapare, fosfatare).

Una din condițiile de bază pentru asigurarea unei eficiențe economice corespunzătoare o constituie alegerea variantei tehnologice optime, care să asigure valorificarea integrală a avantajelor extruziunii la rece (economie de metal, caracteristici mecanice superioare, productivitate sporită). În figura 5 sînt indicate variantele posibile pentru cazul concret al unui șurub cu două trepte și cap refulat. Din variantele posibile, ultima variantă se consideră optimă, deoarece asigură piesei caracteristici mecanice maxime și uniforme pe întreaga ei lungime.

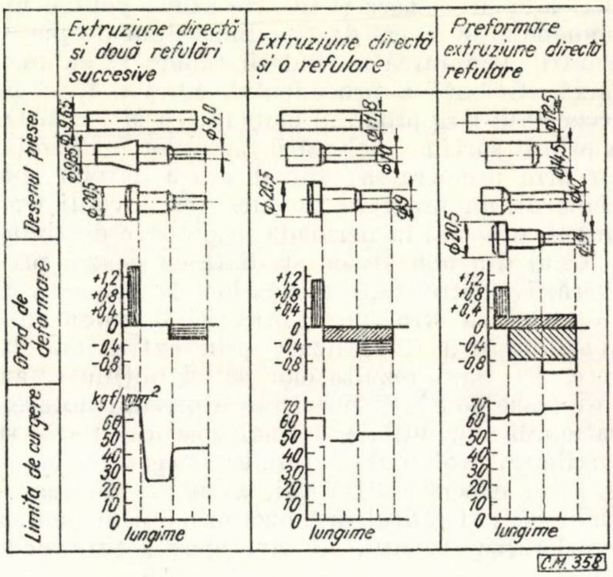


Fig. 5. Variante tehnologice de execuție a unui șurub în trepte din oțel Muk 7 (după [2]).

Trebuie atrasă atenția și asupra primei operații, determinantă în cele mai multe cazuri, din fluxul tehnologic general de fabricație, debitarea. Alegerea variantei optime de debitare constituie una din premisele importante ale bunei comportări a semifabricatului în toate operațiile ulterioare. În figurile 6, 7 și tabela 1 sînt redate principalele elemente cu care se poate selecționa varianta optimă de debitare, în vederea obținerii unei precizii maxime [3]. Trebuie subliniată marea importanță a raportului $\frac{h}{d}$ (înălțimea semifabricatului supra diametrul acestuia) în alegerea variantei optime. În numeroase cazuri (mai ales la metalele și aliajele neferoase) debitarea nu se mai face din bară, datorită valorii mici a raportului $\frac{h}{d}$ care influențează negativ precizia semifabricatelor. În aceste situații, debitarea din bară este înlocuită cu ștanțarea pastilelor din tablă. În figura 8 și tabela 2 sînt indicate, după [4], geometria semifabricatelor debitate prin ștanțare și valorile elementelor respective pentru diverse materiale. În cazurile în care este necesară o debitare prin ștanțare de precizie, va trebui să se țină seamă și de deformațiile elas-

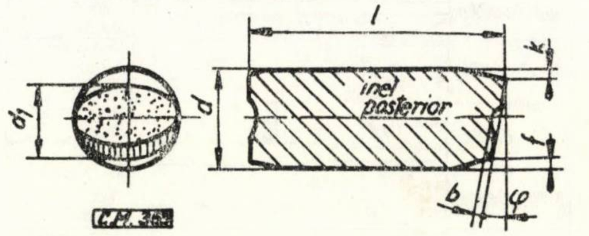


Fig. 6. Semifabricat debitat (după [3]).

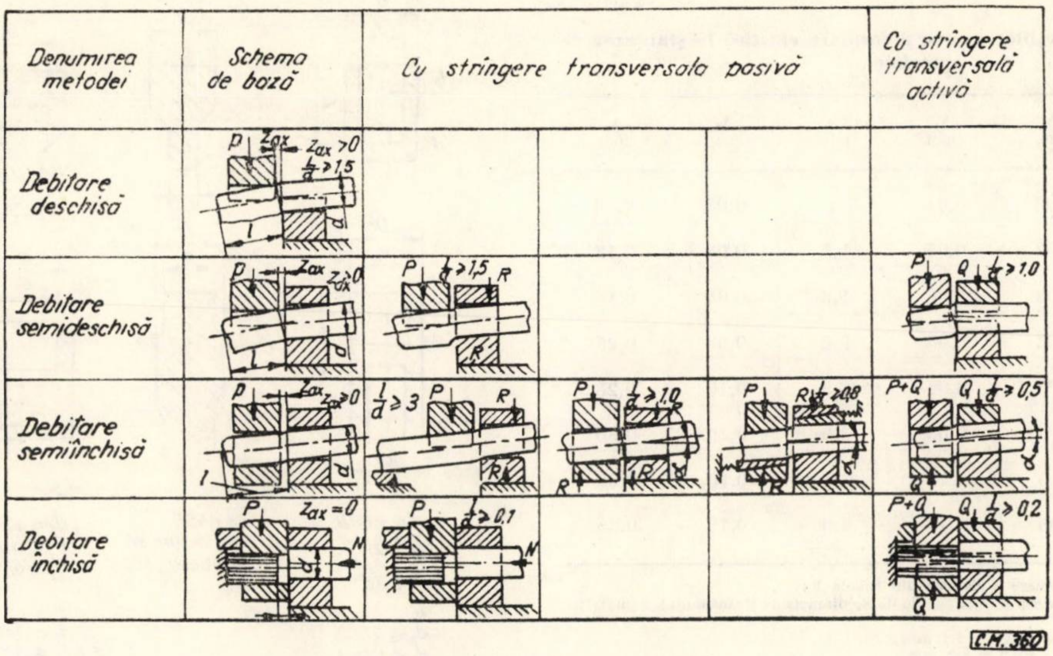

Denumirea metodei
Schema de bază
Cu stringere transversală pasivă
Cu stringere transversală activă
Debitare deschisă
Debitare semideschisă
Debitare semiînchisă
Debitare închisă
P
Q
R
N
$z_{ax}>0$
$z_{ax}=0$
$\frac{l}{d}\geq 1{,}5$
$\frac{l}{d}\geq 3$
$\frac{l}{d}\geq 1{,}0$
$\frac{l}{d}\geq 0{,}8$
$\frac{l}{d}\geq 0{,}5$
$\frac{l}{d}\geq 0{,}2$
$\frac{l}{d}\geq 0{,}1$
P+Q
C.M. 360

Fig. 7. Scheme de debitare (după [3]).

Tabela 1

Indicatorii de precizie recomandaţi pentru semifabricatele debitate prin forfecare după [3]

Denumirea şi relaţia de definiţie	Deformare la rece		Deformare la cald	
	Refulare Extruziune	Matriţare închisă		Matriţare cu bavură
Abatere volumetrică $\eta = \frac{\Delta V}{V}$	0,02	0,02	0,02	0,05
Subţire $f_0 = \frac{f}{d}$	0,02	0,03	0,04	0,06
Turtire $k_0 = \frac{k}{d}$	0	0,01	0,04	0,06
Neplaneitate $b_0 = \frac{b}{d}$	0	0,01	0,05	0,12
Stricţiune $S_0 = d - d_1$	0,02	0,03	0,08	0,15
Neperpendicularitate $\varphi°$	1	3	5	7

Tabela 2 (după [4])

Valorile c şi β pentru calculul jocului J din figura 8

Materialul	β^0	c, mm
Alame, cupru, oţeluri moi	6	0,35 e
Oţeluri semidure	5	0,30e
Oţeluri dure	4	0,20e

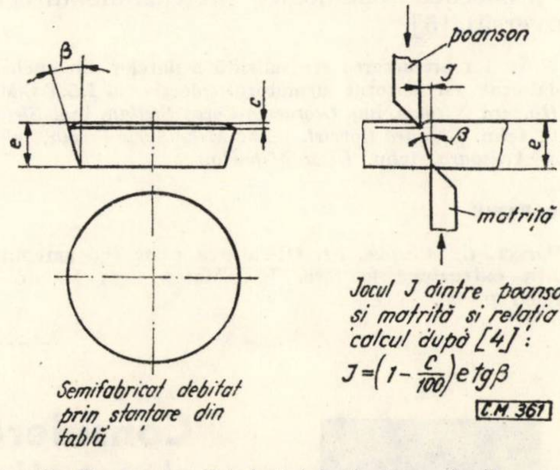

β
c
e
poanson
J
β
e
matriţă
Semifabricat debitat prin ştanţare din tablă
Jocul J dintre poanson şi matriţă şi relaţia de calcul după [4]:
$J=\left(1-\frac{c}{100}\right)e\,tg\beta$
C.M. 361

Fig. 8. Forma semifabricatului şi dimensiunile muchiei rezultate la debitarea prin ştanţare din tablă.

tice ale poansonului şi matriţei, aducîndu-se corecţiile indicate în tabela 3 la cotele nominale ale sculelor.

În sfîrşit, la stabilirea ordinei de prioritate a asimilării, în afara criteriilor legate de eficienţa economică se vor avea în vedere şi recomandările privind corelarea necesară dintre cotele pieselor în scopul selecţiei acelor piese care respectă prin geometrie aceste criterii. Respectarea formelor şi corelarea corectă a cotelor, recomandate de literatură [5], asigură asimilarea rapidă a tehnologiilor cu minimum de modificări şi retuşuri. În figura 9 se poate vedea care sînt relaţiile optime dintre dimen-

Tabela 3

Calculul corecţiilor pentru deformare elastică la ştanţarea de precizie

e mm	Δ_1 mm	Δ_2 mm	e mm	Δ_1 mm	Δ_2 mm
0,2	0,02	0,04	1,4	0,05	0,18
0,3	0,02	0,05	1,5	0,08	0,18
0,4	0,02	0,06	1,6	0,08	0,18
0,5	0,03	0,08	2,0	0,08	0,25
0,6	0,03	0,08	2,5	0,10	0,25
0,8	0,03	0,08	3,0	0,10	0,30
1,0	0,05	0,11	3,5	0,10	0,30
1,2	0,05	0,13	4,0	0,10	0,35

Exemplu de utilizare a datelor din tabela 3:
La ştanţarea precisă a unei pastile de 8, diametrele poansonului şi matriţei sînt:
$d_p = d + \Delta_1 = 8 + 0.1 = 8.1$ mm;
$d_m = d + \Delta_2 = 8+0,3 = 8,3$ mm.

siunile pieselor extrudate la rece în principalele proceedee tehnologice (extruziune directă şi inversă) [5].

NOTĂ. La prelucrarea centralizată a datelor din anchetă a colaborat cu autorul următorul colectiv al I.C.T.C.M.: ing. *Halberg Nicolae*, ing. *Georgescu-Cocoş Stelian*, ing. *Ştefan Dănuţ*, tehn. *Gheonea Gabriel*, tehn. *Mihăilescu Florin*, tehn. *Tudor Anişoara*, tehn. *Dina Mihaela*.

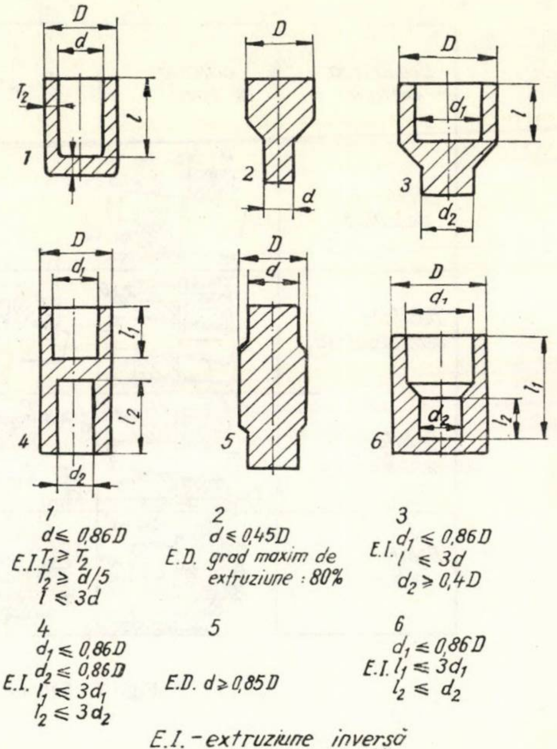


Fig. 9. Relaţii optime de corelare între dimensiunile pieselor extrudate la rece.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Parker, G., Chepko, Fr.* Orientarea către economicitate prin extruziune la rece. În: Mater. eng., 66, nr. 4, 1967, p. 96.

[2] Refularea şi extruziunea la rece. În: VDI, nr. 3171.

[3] *Solovţov, S.S.* Debitarea din bară laminată a unor semifabricate precise, destinate prelucrării prin deformare plastică. În: Kuzn. ştamp. proiz., nr.

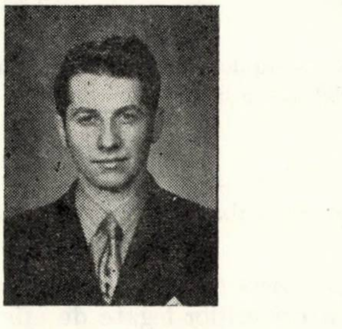
[4] *Vassilieff, B.* Exploatarea şi sculele preselor. Paris, Dunod, 1962.

[5] *Wick, Ch.* Prelucrarea fără aşchii. New York, Industr. press, 1960.

* * *

CZ 531.3

Consideraţii în legătură cu generarea cinematică a suprafeţelor evolventice drepte



Ing. Ioan Gh. SANDU, – şef lucrări, la Institutul Politehnic – Bucureşti

Ioan, Gh. Sandu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti, în 1960. Este doctorand, urmînd să-şi susţină teza de doctorat în primăvara acestui an. A fost asistent la Catedra de maşini-unelte şi scule din I.P.B. din 1960 şi pînă în 1966, după care a devenit şef de lucrări, funcţie ce o deţine şi în prezent în cadrul aceleiaşi catedre. A urmat o specializare în R.F.G. în cadrul laboratorului de maşini-unelte al Şcolii tehnice superioare din Aachen.

Studiul de faţă prezintă aspecte originale legate de teoria generării cinematice prin rulare a profilului transversal al suprafeţelor evolventice drepte. În esenţă, aspectele pe care le evidenţiem reprezintă noi proprietăţi şi particularităţi ale rulării, specifice generării acestui tip de suprafeţe. Aplicarea lor rezidă în analiza teoretică ştiinţifică care se poate face, a formei reale a profilului generat printr-un anumit procedeu, şi deci mergînd mai departe, în efectuarea calculului exact al erorilor de profil care provin din însăşi cinematica generării acestor suprafeţe.

Suprafeţele evolventice reprezintă acea categorie de suprafeţe care, cel puţin pînă în prezent, şi-au găsit cea mai corespunzătoare utilizare în domeniul construcţiei roţilor dinţate de toate tipurile.

Particularitatea liniei de angrenare de a fi o dreaptă atunci cînd angrenarea are loc între profile evolventice este o consecinţă a unor proprietăţi geometrice ale evolventei normale. Astfel, această curbă care este o ruletă cicloidală de tip particular este generată de către un punct M al unei rulante cu raza infinită (dreapta Δ) cînd aceasta rulează fără alunecare pe un cerc (r_0) numit cerc de bază (fig. 1). Poziţia punctului M la un moment dat pe evolventa normală generată depinde de unghiul Φ pe care l-am denumit *unghi de rulare*, de-a lungul căruia Δ rulează pe r_0.

Această poziţie care se exprimă prin unghiul, γ_N[1]. rezultă din condiţia rulării fără alunecare, fiind dată în final de relaţia:

$$\gamma_N = \Phi - \text{arc tg } \Phi \qquad (1)$$

Din figura 1 se deduce evident şi relaţia:

$$\Phi = \text{tg } \theta, \qquad (2)$$

în care θ l-am denumit *unghi de evolventă*. La nivelul cercului primitiv al unei roţi dinţate cilindrice, de rază $R_p > r_0$, punctul M ajunge în punctul de rulare P şi atunci unghiul de evolventă devine α_0 numit *unghi de angrenare*, iar dreapta Δ capătă poziţia PK denumită *linie de angrenare*.

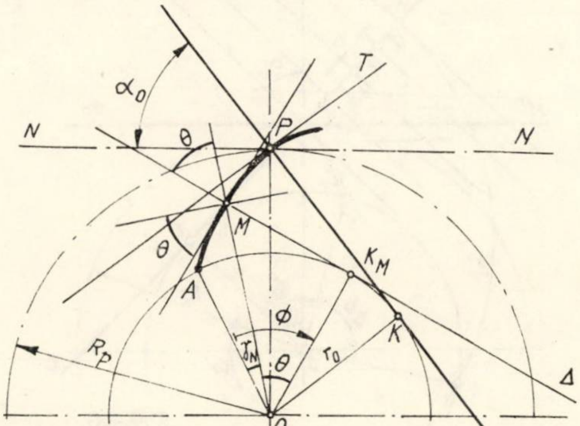


Fig. 1

Ca urmare, poziţia unghiulară a punctului P va fi dată conform (1) de relaţia:

$$ev\ \alpha_0 = \text{tg}\alpha_0 - \alpha_0 \qquad (3)$$

În sistemul rectangular YOZ (fig. 2) considerat solidar cu cercul de bază r_0, şi unde direcţia axei OZ este determinată de punctul iniţial al evolventei (A), ecuaţiile unui punct M au următoarele expresii:

$$Y = r_0(\sin \Phi - \Phi \cos \Phi) \qquad (4)$$

$$Z = r_0 (\cos \Phi + \Phi \sin \Phi)$$

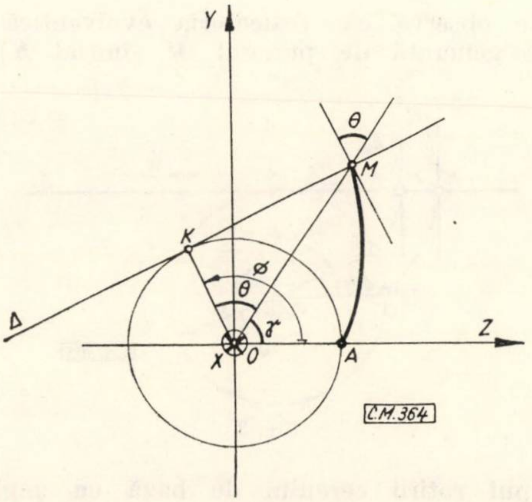


Fig. 2

Cinematica generării evolventei normale

Profilul evolventic G al suprafeţelor flancurilor danturilor trebuie să fie realizat în timpul generării, ca traiectorie a mişcării m_G efectuată de elementul generator. Cunoscînd acum că o curbă evolventică se poate obţine cinematic în condiţiile aplicării principiului de rulare, reiese că mişcarea m_G va fi o rezultantă a mişcărilor simple preconizate şi impuse de acest principiu. În consecinţă, apar posibile trei moduri de generare a traiectoriei mişcării[2] m_G

a) generarea cu cerc fix
b) generarea cu dreaptă mobilă
c) generarea cu dreaptă fixă

Dintre acestea, *generarea cu dreaptă mobilă* — cunoscută sub această denumire şi în literatură [1], [2], [3] — reprezintă modul de realizare a evolventei adoptat la cele mai răspîndite procedee de generare prin rulare a suprafeţelor flancurilor danturilor drepte (frezarea cu freza-melc şi mortezarea cu cuţit-roată), încît consideraţiile teoretice care urmează se referă la acest mod.

La generarea cu dreaptă mobilă (fig. 3), traiectoria evolventică de formă normală E_v este descrisă de punctul generator M al dreptei mobile Δ, atunci cînd simultan se produc mişcările de translaţie a acesteia (v_Δ) şi de rotaţie a cercului de bază $r_0(\omega)$. Amîndouă sînt astfel corelate din punct de vedere cinematic, încît dreapta Δ să ruleze fără alunecare pe cercul r_0, adică în punctul K de contact vitezele v_Δ şi v_T să fie egale, conform relaţiei:

---

[1] Indicele unghiului γ ne arată tipul evolventei. Astfel „N" se referă la evolventa normală iar „D", după cum vom vedea mai departe la evolventa deformată.

[2] Pentru simplificare, rularea care se produce între o dreaptă (d) şi un cerc (r) în cazul celor trei moduri de generare, o vom simboliza sugestiv astfel: $d_{\omega}^{v_d} \times r$ — la generarea cu cerc fix; $d^{v_d} \times r^{\omega}$ la generarea cu dreaptă mobilă; $d \times r_{v_d}^{\omega}$ — la generarea cu dreaptă fixă în care v_d şi ω sînt vitezele de translaţie şi unghiulară necesare pentru a exista rularea.

$$v_\Delta = v_T = \omega r_0 \tag{5}$$

Se observă că traiectoria evolventică E_v este generată de punctul M (iniţial K) în

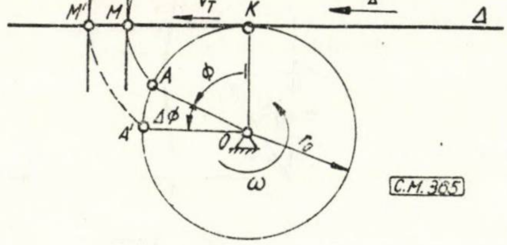


Fig. 3

timpul rotirii cercului de bază cu unghiul de rulare Φ, iar prin rotirea în continuare cu unghiul $\Delta\Phi$, punctul M şi traiectoria E_v ajung în poziţiile M' respectiv E'_v. Conform unei proprietăţi geometrice a evolventei, tangentele T şi T' sînt paralele între ele şi normale pe Δ, astfel că în timpul deplasării rulantei Δ din M în M', o dreaptă materială TM solidară cu Δ rămîne permanent în timpul rulării, în contact tangenţial cu traiectoria evolventică E_v.

În literatură se precizează că acest mod de generare este defectuos din punct de vedere tehnic, întrucît conduce la o uzură rapidă a muchiilor generatoare ale sculei [2].

Înbunătăţirea condiţiilor de generare pentru muchiile aşchietoare, din punctul de vedere al uniformizării uzurii în lungul acestora, s-a putut realiza prin perfecţionarea, şi deci modificarea metodei simple [2], [3], menţinîndu-se însă principiul rulării. Pentru a vedea în ce constau acestea, să considerăm că cercul de bază a rulat împreună cu rulanta Δ, de-a lungul unghiului de rulare $\Phi_{\alpha 0}$ corespunzător unghiului de angrenare α_0 (fig. 4). În această situaţie traiectoria evolventică generată este curba E_v.

Continuîndu-se rularea cu unghiul $\Delta\Phi$, punctul P împreună cu tangenta T (muchia generatoare) solidară cu Δ ajung în R' respectiv în T', ca urmare a mişcării rulantei Δ cu viteza v_Δ, generînd în consecinţă traiectoria E'_v.

Rezultă evident că viteza de deplasare a dreptei Δ_p se poate exprima fie sub forma $v_{\Delta p}$ fie a vitezei tangenţiale v_t, conform relaţiilor:

$$\left.\begin{aligned} v_{\Delta P} &= \frac{v_\Delta}{\cos \alpha_0} \\ v_t &= \omega R_p \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Relaţiile (6) se pot scrie sub o altă formă, dacă se ţine seama de condiţia (5) a rulării $\Delta^{v_\Delta} \times r_0^{\omega}$, şi de egalitatea evidentă:

$$R_p = \frac{r_0}{\cos \alpha_0}. \tag{7}$$

În consecinţă, utilizînd toate aceste relaţii se ajunge la egalităţile:

$$v_{\Delta p} = v_t = \omega R_p, \tag{8}$$

care consemnează existenţa rulării fără alunecare $\Delta_P^{v_{\Delta_P}} \times R_P^{\omega}$, concluzie în care rezidă modificarea amintită a metodei simple.

Sub această formă de generare, traiectoria evolventică E_v rezultă ca înfăşurătoare a dreptei T (muchia generatoare) solidară cu rulanta Δ_P, atunci cînd aceasta rulează fără alunecare pe cercul primitiv al viitoarei roţi dinţate.

Această variantă a metodei simple de generare a traiectoriei evolventice, am denumit-o: *metoda compusă de generare cu dreaptă mobilă*.

În mişcarea de rulare a dreptei mobile Δ_P (de la dreapta la stînga conform sensului ω ales pentru cercurile r_0 şi R_p), tangenta T care este solidară cu rulanta Δ_P (fig. 4), intersectează geometric linia de angrenare Δ într-o infinitate de puncte Q', Q'', Q''' etc. Considerînd punctul de rulare P — originea momentului iniţial în cazul analizat, se observă că în timp ce tangenta T se deplasează spre stînga, distanţa punctului de intersecţie de tip Q în lungul liniei de angrenare Δ faţă de origine, devine crescătoare. Aceasta înseamnă că, din punct de vedere cinematic cazul apare analog cu situaţia cînd punctul Q se deplasează în lungul liniei Δ ca urmare a unei mişcări de translaţie, în timp ce cercul R_p efectuează mişcarea de rotaţie ω. Conform consideraţiilor teo-

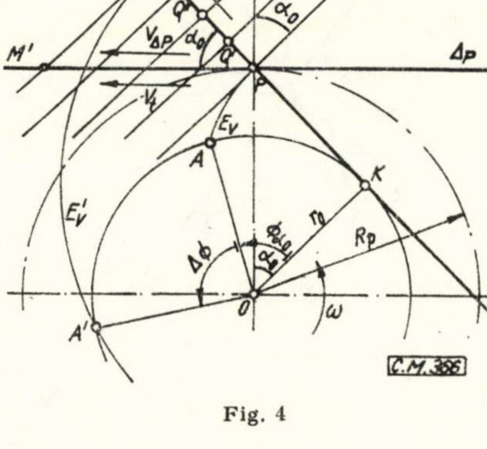


Fig. 4

retice anterioare, rezultă implicit că punctul Q generează traiectoria evolventică ca urmare a rulării $\Delta^{vd} \times r_0^{\omega}$.

În concluzie, generarea traiectoriei E_v' din poziţia E_v' se produce tot datorită existenţei rulării $\Delta^{v\Delta} \cdot r_0^{\omega}$ dar nu de către unul şi acelaşi punct Q ci şi aceasta este particularitatea metodei compuse, de către puncte succesive ale muchiei generatoare T.

Prezenţa rulării $\Delta_p^{v\Delta p} \times R_p^{\omega}$ condiţionează astfel automat şi pe cea a rulării $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$, tocmai în scopul generării traiectoriei evolventice corespunzătoare cercului de bază r_0. Aceste două rulări se produc simultan într-o totală dependenţă din punct de vedere cinematic. Concluzia este evidentă deoarece, aşa cum am demonstrat mai înainte, pentru a obţine condiţia cinematică de rulare dintre Δ_P şi R_P (8), trebuie să fie îndeplinită mai întîi cea dintre Δ şi r_0 (5), adică tocmai condiţia de generare a traiectoriei evolventice proprie cercului de bază r_0.

La rîndul ei, rularea $\Delta_P^{v\Delta P} \times R_p^{\omega}$ impusă de însuşi principiul metodei compuse de generare cu dreaptă mobilă, apare necesară din următoarele motive:

— condiţionează muchiile generatoare T o direcţie de deplasare paralelă cu Δ_P, în scopul obţinerii punctelor distincte şi succesive Q, generatoare de evolventă;

— conduce la o legătură cinematică rigidă (8) absolut necesară între mişcările sculei şi piesei, concretizată practic în posibilitatea de reglare simplă a lanţului cinematic de rulare de la maşinile-unelte destinate generării suprafeţelor danturii roţilor cilindrice;

— permite muchiilor generatoare $T(T_1,\ T_2$, etc.) solidare imaginar cu Δ_P care reprezintă linia primitivă a cremalierei generatoare, să fie înclinate simetric faţă de ea cu unghiul $90° - \alpha_0$, două cîte două (fig. 5, a).

Prin aceasta, se creează posibilitatea generării simultane a ambelor profile (E_v^{dr} şi E_v^{st}) ale suprafeţelor flancurilor aceluiaşi dinte (fig. 5,b). În concluzie rezultă că prin acest mod de generare, o traiectorie evolventică normală se realizează tot în urma rulării (fără alunecare) dintre linia de angrenare (Δ) şi cercul de bază (r_0), dar de către puncte distincte şi succesive ale aceleiaşi muchii care devin generatoare, datorită celeilalte rulări dintre linia primitivă a cremalierei generatoare Δ_P şi cercul primitiv R_p.

Proprietatea prezentată are un caracter teoretic foarte general, întrucît ea îşi găseşte aplicaţia practică la toate procedeele unde scula generează profilul evolventic după principiul cremalierei generatoare.

În contextul acestui aspect original privind metoda compusă, unele concluzii ale interpretărilor principiului teoretic al metodei care au apărut în literatură devin acum mai mult decît discutabile. Dintre ele, destul de eronată pare a fi concluzia în care se afirmă că, prin metoda compusă punctele unei muchii generează traiectoria evolventică, nu în urma rulării $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$ ci datorită rulării $\Delta_P^{v\Delta P} \times R_p^{\omega}$.

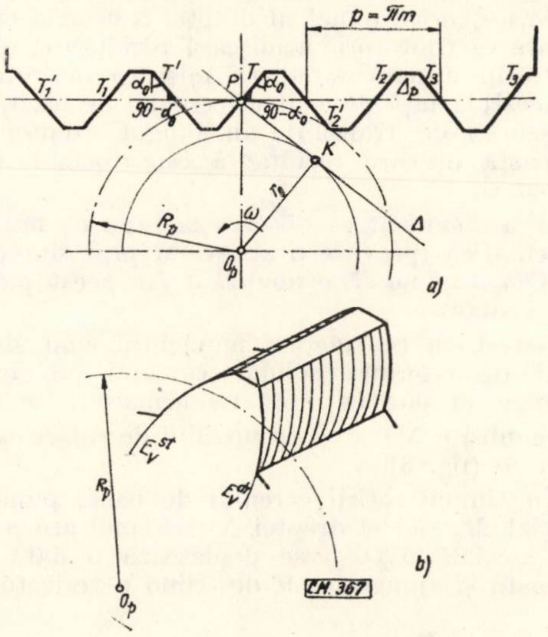


Fig. 5

Astfel, dacă o traiectorie evolventică este descrisă de un punct sau de mai multe în mod succesiv datorită rulării $\Delta_P^{v\Delta P} \times R_p^{\omega}$, atunci acest cerc primitiv devine de fapt un cerc de bază cu raza R. Totodată, dacă privim ecuaţiile parametrice ale evolventei (4) observăm că ele depind de mărimea razei $r_0 (< R_p) \neq R_p$, ceea ce înseamnă că traiectoria evolventică descrisă prin rularea $\Delta_P^{v\Delta P} \times R_r^{\omega}$ este diferită de cea generată datorită rulării $\Delta^{v\Delta} \times r_p^{\omega}$. Intrucît aceasta din urmă este traiectoria pe care o urmărim, prin faptul că avînd originea pe cercul de bază (r_0) ea reprezintă tocmai profilul teoretic al danturii cu cercul primitiv (R_p), rezultă evident că potrivit concluziei amintite s-ar genera un alt profil decît cel necesar. Înseamnă deci că afirmaţia din literatură este într-adevăr eronată, cu atît mai mult cu cît din punct de vedere practic, lucru care este cel mai esenţial, conduce la generări reale deformate de suprafeţe evolventice.

Sinteza prezentată privind aspectele expuse (atît cunoscute cît şi originale) ale principiului teoretic al modului de generare prin rulare cu dreaptă mobilă conduce în final la următoarea concluzie proprie:

— la realizarea unui profil evolventic corespunzător unui cerc primitiv (R_p) prin acest mod de generare, indiferent dacă metoda utilizată este simplă sau compusă, traiectoria evolventică se generează exclusiv în urma rulării imaginare dintre linia de angrenare (Δ) şi cercul de bază (r_0).

Pentru a demonstra valabilitatea acestei proprietăţi am pornit studiul axîndu-l pe observaţia originală dar şi reală că, datorită rulării $\Delta^{v_\Delta} \times \gamma_0^{\omega}$ orice punct al dreptei Δ descrie evolventa ca traiectorie a mişcării rezultante, obţinută în urma compunerii mişcării de rotaţie a acestuia faţă de centrul cercului de bază, cu mişcarea de translaţie în lungul dreptei Δ. Această mişcare rezultantă este tocmai mişcarea m_G.

Apare evident că observaţia fiind de natură cinematică (pe care o abreviem prin simbolul „*OC*"), trebuie să o analizăm din acest punct de vedere.

Astfel, să considerăm momentul cînd sistemul de referinţă solidar cercului de bază ajunge în poziţia *YOZ* ca urmare a rulării preconizate $\Delta^{v_\Delta} \times \gamma_0^{\omega}$ cu unghiul de rulare oarecare Φ (fig. 6).

În timpul rotirii cercului de bază, punctul iniţial M_0 (K) al dreptei Δ (sistemul are poziţia iniţială Y_0OZ_0) se deplasează o dată cu aceasta şi ajunge în M descriind o traiectorie.

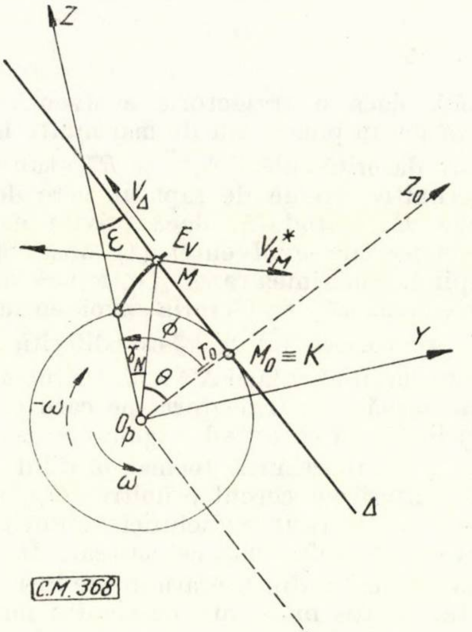


Fig. 6

Deoarece ne interesează traiectoria punctului M în mişcarea sa rezultantă dar relativă faţă de cercul r_0 (piesa de danturat), se consideră piesa fixă prin rotirea întregului sistem cu viteza $-\omega$.

Ca urmare, viteza mişcării relative a punctului M în timpul rulării $\Delta^{v_\Delta} \times \Gamma_0^{\omega}$, este dată de rezultanta vitezelor v_Δ şi $\overset{*}{v}_{tM}$ care se compun.

Dacă acum proiectăm vectorul acestei viteze pe cele două axe ale sistemului ajuns în poziţia *YOZ*, obţinem relaţiile:

$$v_y = -v_\Delta \sin \varepsilon + |\overset{*}{v}_{tM}| \cos \gamma_N$$
$$v_z = v_\Delta \cos \varepsilon - |\overset{*}{v}_{tM}| \sin \gamma_N \tag{9}$$

Ţinînd seamă de cîteva relaţii simple deduse din geometria figurii 6 precum şi de condiţia (5) a rulării $\Delta^{v_\Delta} \times \Gamma_p^{\omega}$ preconizate de proprietatea enunţată, putem transforma relaţiile (9) aducîndu-le la următoarea formă simplă:

$$v_y = \omega\, r_0\, \Phi \sin \Phi$$
$$v_z = \omega\, r_0\, \Phi \cos \Phi \tag{10}$$

Ecuaţiile parametrice ale traiectoriei generate de punctul M în mişcarea sa rezultantă datorită rulării $\Delta^{v_\Delta} \times r_0^{\omega}$ reprezintă de fapt deplasările Y şi Z efectuate de punctul M într-un anumit interval de timp, în direcţiile celor două axe cu vitezele ale căror mărimi sînt date de relaţiile (10). Încît, sub formă diferenţială putem scrie:

$$\mathrm{d}Y = v_y\, \mathrm{dT}$$
$$\mathrm{d}Z = v\, \mathrm{dT}, \tag{11}$$

în care $\mathrm{d}T$ se exprimă prin relaţia

$$\mathrm{d}T = \frac{1}{\omega} \mathrm{d}\Phi \tag{12}$$

Dacă înlocuim (10) şi (12) în (11), obţinem următoarele expresii pentru deplasările finite Y respectiv Z:

$$Y = r_0 \int \Phi \sin \Phi \,\mathrm{d}\,\Phi$$
$$Z = r_0 \int \Phi \cos \Phi \,\mathrm{d}\,\Phi \tag{13}$$

care prin integrare (pentru condiţiile iniţiale constantele de integrare sînt nule) conduc la ecuaţiile parametrice cunoscute ale traiectoriei evolventice normale:

$$Y = r_0 (\sin \Phi - \Phi \cos \Phi)$$
$$Z = r_0 (\cos \Phi + \Phi \sin \Phi) \tag{14}$$

Proprietatea amintită ca şi observaţia „*OC*" sînt astfel demonstrate, deci valabile şi constituie împreună principiul teoretic esenţial al modului de generare cu dreaptă mobilă, în varianta ambelor metode (simplă şi compusă).

Avînd în vedere această proprietate şi reţinînd totodată semnificaţia unor relaţii din demonstraţia expusă, a fost găsit un alt aspect al generării cu dreaptă mobilă, a cărui valabilitate este evidentă şi implicită. Noua proprietate constă în următoarea concluzie :

— dacă în timpul rulării $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$ un punct generator nu părăseşte linia de angrenare Δ, iar rularea se produce fără alunecare, atunci întotdeauna el va genera o traiectorie evolventică normală adică real, un profil evolventic exact.

Generarea cinematică a profilului cu erori de formă apare atunci cînd fie că în rularea $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$ apare alunecarea, punctul menţinîndu-se însă pe Δ, fie că acesta în timpul rulării părăseşte linia Δ. În ambele cazuri, traiectoria generată nu mai este o evolventă normală, ci o curbă de aceeaşi natură pe care am denumit-o evolventă deformată.

Cinematica generării evolventei deformate

Rularea $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$ se produce cu alunecare atunci cînd în punctul K de contact nu mai este respectată condiţia (5). În consecinţă, cînd $v_\Delta \neq v_T$ dreapta mobilă (Δ) rulează cu alunecare pe cercul de bază (r_0), încît un punct generator M al ei descrie o evolventă deformată (fig. 7, a, b).

Forma acestei curbe o putem exprima matematic, ca şi în cazul evolventei normale, în două moduri :

a) prin poziţia unghiulară γ a punctului generator;

b) prin ecuaţiile parametrice faţă de sistemul YOZ solidar cu cercul de bază.

— Expresia poziţiei unghiulare γ_D, este :

$$\gamma_D = \Phi - \operatorname{arc\,tg} \Phi - \Delta\Phi, \qquad (15)$$

în care Φ reprezintă unghiul de rulare;

$\Delta\Phi$ — variaţia unghiului de rulare.

La rîndul său, valoarea algebrică a ultimului termen se determină cu relaţia :

$$\Delta\Phi = \frac{\Delta v}{\omega r_0}\cdot\Phi, \qquad (16)$$

în care

$$\Delta v = v_\Delta - v_T. \qquad (17)$$

Deoarece diferenţa Δv poate fi pozitivă sau negativă, rezultă că evolventa deformată poate avea două forme distincte. Astfel, dacă $\Delta v > 0$ conform relaţiilor (15) şi (16) rezultă $\gamma_D = \gamma_{DI} < \gamma_N$ Această formă am denumit-o evolventă deformată de speţa întîi (fig. 7, a).

Dacă $\Delta v < 0$, atunci obţinem $\gamma_D = \gamma_{DII} > \gamma_N$ şi avem o evolventă deformată de speţa a doua (fig. 7 b).

Pentru a determina deci concret forma unei evolvente deformate, trebuie cunoscută mărimea algebrică a diferenţei Δv.

Poziţionarea unui punct generator pe o traiectorie evolventică sub forma ecuaţiilor parametrice este cea mai indicată pentru studiile de generare cinematică a suprafeţelor. În acest sens, să deducem aceste ecuaţii în cazul evolventei deformate utilizînd analiza cinematică a observaţiei „OC", dar adaptînd-o condiţiilor rulării cu alunecare $\Delta^{v\Delta} \times r_0^{\omega}$.

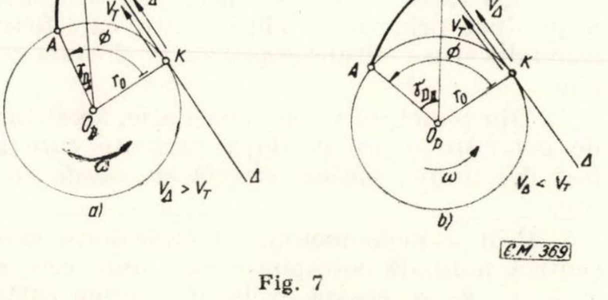


Fig. 7

Drept urmare, conform figurii 9 relaţiile (9) rămîn valabile şi în cazul generării evolventei deformate, în care însă trebuie făcută substituţia :

$$v_\Delta = \omega r_0 + \Delta v, \qquad (18)$$

unde Δv apare cu valoarea sa algebrică.

Obţinem astfel după unele transformări următoarele expresii ale proiecţiilor vitezei mişcării rezultante a punctului generator :

$$\begin{aligned} v_Y &= \omega r_0 \Phi \sin\Phi + \Delta v(\Phi\sin\Phi - \cos\Phi) \\ v &= \omega r_0 \Phi \cos\Phi + \Delta v(\Phi\cos\Phi + \sin\Phi) \end{aligned} \qquad (19)$$

Adaptînd acum acestui caz relaţiile (11), (12) şi (13) găsim în final ecuaţiile parametrice ale evolventei deformate :

$$\begin{aligned} Y &= r_0(\sin\Phi - \Phi\cos\Phi) + \frac{1}{\omega}\int \Delta v(\Phi\sin\Phi - \cos\Phi)\,d\Phi \\ Z &= r_0(\cos\Phi + \Phi\sin\Phi) + \frac{1}{\omega}\int \Delta v\,(\Phi\cos\Phi + \\ &\quad + \sin\Phi)\,d\Phi \end{aligned} \qquad (20)$$

Forma definitivă a ecuaţiilor pentru evolventa deformată de speţa I sau de speţa a II-a, se obţine numai atunci cînd cunoaştem mărimea (expresia) şi semnul diferenţei Δv, precum şi condiţiile iniţiale necesare determinării constantelor de integrare.

Concluzii

1. Problema centrală care apare la generarea cinematică a suprafeţelor evolventice drepte o constituie realizarea mişcării elementului generator (m_G) după o traiectorie evolventică. Ea este soluţionată prin aplicarea principiului cinematic de generare prin rulare.

2. Generarea prin rulare a acestei traiectorii se produce prin trei moduri, dintre care foarte răspîndit îl constituie *generarea cu dreaptă mobilă.*

3. Din punct de vedere cinematic, acest mod de generare apare în două variante care au fost denumite: *metoda simplă şi metoda compusă.*

4. Prin ambele metode, o traiectorie evolventică normală corespunzătoare unui cerc de bază (r_0) se generează exclusiv în urma rulării fără alunecare dintre linia de angrenare Δ (dreapta mobilă) şi cercul de bază.

5. Dacă în timpul rulării $\Delta^{v_\Delta} \times r_0^{\omega}$ punctul generator nu părăseşte linia de angrenare, iar rularea se produce fără alunecare, atunci întotdeauna el va genera o traiectorie evolventică normală, adică real, un profil evolventic exact.

6. Atunci cînd în timpul rulării, fie că apare alunecarea fie că punctul părăseşte linia Δ, se generează o *evolventă deformată* care poate fi de speţa I sau de speţa a II-a.

7. Cunoaşterea traiectoriei reale a acestei mişcări depinde de procedeul de generare utilizat la generarea danturilor drepte. Totodată, această cunoaştere oferă posibilitatea calculului exact al erorilor de profil care provin din însăşi cinematica generării suprafeţelor evolventice ale danturilor drepte.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Cinematica maşinilor-unelte, Bucureşti Editura tehnică, 1961.

[2] *Botez, E.* Angrenaje, Bucureşti, Editura tehnică 1962.

[3] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşinile-unelte, Editura tehnică, Bucureşti, 1966

[4] *Duca, Zoltan* Teoria sculelor aşchietoare, Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[5] *Schwerd, F.* Spanende Werkzeugmaschinen, Springer, Berlin 1956

[6] *Opitz, H.* Fertigungsgenauigkeit und Laufverholten von Zahnradgetrieben, În „Microtehnik" 15, nr. 5, 1961.

[7] *Macitidze, A. V.* „Influenţa erorii ciclice a maşinilor de rectificat roţi dinţate asupra preciziei profilului dinţilor roţii — In: „Stanki i Instrument" XXX, nr. 10, 1961.

* * *

CZ 620.179.16

Aprecierea structurii cu ajutorul ultrasunetelor*

Ing. G. WEGEL – (KDT)-VEB SKL din Magdeburg, Uzina de construcţii de compresoare din Bannewitz

NOTAŢII

v_L este viteza sunetului undelor longitudinale, m.s. $^{-1}$

v_r — viteza relativă a sunetului, m.s.

v_{LSt} — viteza sunetului undelor longitudinale în oţel, m.s. $^{-1}$

L_R — lungimea reală a porţiunii de cale străbătută de sunet, mm.

L_B — lungimea aparentă indicată pe ecranul de imagini al utilajului de ultrasunete, a lungimii străbătute de sunet mm.

f — factor auxiliar pentru calcularea vitezei relative a sunetului.

Dispozitivele de supraalimentare cu gaze de evacuare, centrifugale, servesc la supraalimentarea motoarelor Diesel şi, astfel, la mărirea puterii debitate de motoarele Diesel. Grătarul de palete conducătoare al turbinelor (fig. 1) conduce fluxul de gaze în cuprinsul dispozitivului de supraalimentare cu gaze de evacuare, în aşa fel că, printr-o alimentare favorabilă a paletelor de turbină, se obţine un randament ridicat. Prin această conducere, gazul străbate continuu canalele din grătarul de palete conducătoare ale turbinelor, cu o temperatură de 600 pînă la 650°C.

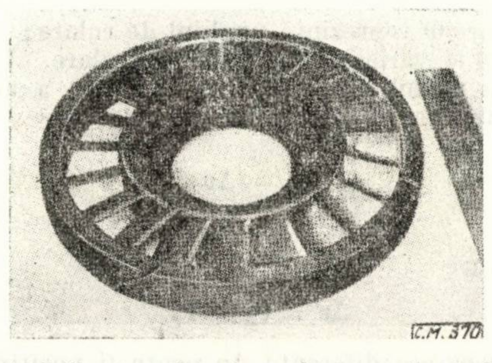


Fig. 1. Grătar pe palete de conducere pentru turbine

1. Descrierea elementelor constructive

Confecţionarea. Confecţionarea unor asemenea grătare de conducere se face în aşa fel încît paletele din oţel sînt turnate o dată cu piesele constructive ale coroanei de palete şi ale butucului din fontă cenuşie, astfel încît se încorporează într-o legătură care nu se poate desface. Se atrage numai în mod succint atenția asupra proceselor de lucru care mai sînt necesare pentru a se atinge starea indicată în desene. Pentru a corespunde condițiilor de exploatare expuse mai sus se vor prevedea următoarele materiale :

---

* Din „Feingerätetechnik, nr. 12, 1971, p. 563–566.

a) pentru paletele conducătoare, oțelul X 10 Cr Al 7, TGL 7061, rezistent la căldură și la arsuri ;

b) pentru butuc și pentru coroana grătarului de palete conducătoare, fontă cenușie cu grafit globoidal GGG 40, recopt feritic TGL 8189.

Proprietăți ale materialelor turnate. La temperaturi mai ridicate, fonta lamelară grafitică înclină spre o „creștere", aceasta înseamnă că la temperaturi de peste 600°C se produce o creștere ireversibilă a volumului [1]. Acest fenomen este provocat în parte de grafitizare, în parte de oxidare, în lungul lamelelor de grafit. În schimb, mărimea creșterii volumului fontei cu grafit globoidal este de aproximativ numai o zecime din creșterea fontei cu grafit lamelar. De aceea se poate vorbi în mod practic de fonta cu grafit globoidal ca rezistentă la creștere. La aceasta se adaugă faptul că rezistența la arsuri a fontei cu grafit globoidal este mai mare. Aceste proprietăți, legate de rezistența mai mare și în parte și de capacitatea importantă de schimbare a formei, transmit fontei cu grafit globoidal o insensibilitate relativă importantă contra schimbărilor bruște de temperatură. Pericolul de rupere datorită tensiunilor termice este relativ redus [1].

Din cauza acestor proprietăți favorabile s-a prevăzut folosirea de fontă cu grafit globoidal și s-a supravegheat, pe o perioadă mai îndelungată de timp, respectarea acestor cerințe.

2. *Verificări și rezultate*

În timp ce se părea ca asigurată folosirea exclusivă a X10 Cr Al7 pentru palete conducătoare și de asemenea se poate dovedi cu o siguranță suficient de mare în fiecare stadiu, nu s-a putut însă aduce cu ușurință dovada că butucul și coroana grătarului de conducere din fontă cu grafit globoidal se mențin.

Cercetări metalografice. Rezultate univoce ne furnizează cercetarea metalografică. Sînt necesare epruvete pe cît posibil turnate încorporat, totuși s-a dovedit că această verificare nu este indicată din punctul de vedere al necesarului de timp. Pe de altă parte, au lipsit în majoritatea cazurilor epruvete indicate. S-a mai adăugat faptul că numărul de grătare de palete de conducere ale turbinelor era foarte mare, și care totuși se compuneau de fiecare dată din șarje cuprinzînd puține piese. În cazul cînd nu există epruvete, se poate face cercetarea metalografică a însăși piesei constructive. Cercetarea se limitează în acest caz numai la zona extremă marginală și necesită un consum mare de timp și în parte poate fi valorificată cu greu. De aceea s-au exclus acest fel de verificări în serie și s-a căutat un alt procedeu de verificare.

Teoria măsurării cu ultrasunete. Se poate reprezenta cu ajutorul ultrasunetului dependența dintre proprietățile fizice și construcția structurală a unui material turnat.

Există următoarele dependențe : fiecare materie capabilă să vibreze are o viteză caracteristică cu care se propagă în ea o anumită vibrație. Astfel, de exemplu, în oțel, viteza sunetului pentru undele longitudinale este de $v_L = 5900$ m.s.$^{-1}$ [2]. În fonte, viteza sunetului poate avea valori foarte diferite și anume se constată o deosebire categorică între fonta cu grafit globoidal și fonta cu grafit lamelar. Astfel fonta cu 100% grafit globoidal are, independent de gradul de saturație, 96% din viteza sunetului în oțel [2].

Se calculează o așa-numită viteză relativă a sunetului v_r, care este raportată la viteza sunetului în oțel v_{LST}. Pentru simplificare se introduce, pentru ultima, valoarea 1. Rezultă viteza relativă a sunetului :

$$v_r = v_{LST} f \qquad (1)$$

$$\text{cu mărimea } f = \frac{L_R}{L_B} \qquad (2)$$

Măsurareă practică a ultrasunetului. În acest scop se folosește metoda ecoului de impuls. Utilajul de ultrasunet se va etalona la un corp de control *1* din oțel după TGL 15003. După aceea se provoacă propagarea unui sunet în piesa constructivă de cercetat, la un loc indicat. La grătarul de palete conducătoare de la turbină s-au folosit suprafețele frontale ale inelului din fontă exterior (coroana) pentru verificare. Aceste suprafețe sînt paralele între ele, iar distanța dintre ele a fost la diferite tipuri cuprinsă între 30 și 50 mm. În starea de turnare, deci neprelucrată, a fost în majoritatea cazurilor posibilă aplicarea capului de verificare (complet acoperitoare). Numai în unele cazuri izolate a fost necesară o mică ajustare prin pilire. S-au folosit capete standardizate de verificare ; frecvența a fost de 2, respectiv 4 MHz. Pentru realizarea unei legături bune de transmisie a sunetului s-a folosit unsoare. Valorificarea se face prin raportarea lungimii de cale străbătută de sunet, la lungimea aparentă indicată pe ecranul luminos, după formulele (1) și (2).

Rezultatele verificării. Pentru a se încerca capacitatea practică de folosire s-au preluat 14 epruvete din diferite piese de fontă, în majoritate grătare de palete conducătoare de la turbine. Grosimea epruvetelor a fost cuprinsă între 8 și 24 mm. Ele erau în stare recoaptă. S-au făcut următoarele verificări:

a) verificări metalografice la șlifuri nedecapate;

b) măsurări de ultrasunete cu cele două frecvențe, 2 și 4 MHz;

c) măsurători de duritate Brinell (diametrul bilei de 2,5 mm și cu încărcarea de 187,5 kgf).

Rezultatele cercetărilor metalografice. Cele 14 epruvete care provin din diferite piese constructive au fost rectificate, polizate și examinate cu o mărire de o sută de ori. Aprecierea modului de separare a grafitului s-a făcut după TGL 15477. Pe baza imaginilor șlifurilor obținute se pot împărți epruvetele în trei grupuri:

a) epruvetele 1, 4, 11, 12 și 14 (fig. 2—6) prezintă grafitul globoidal;

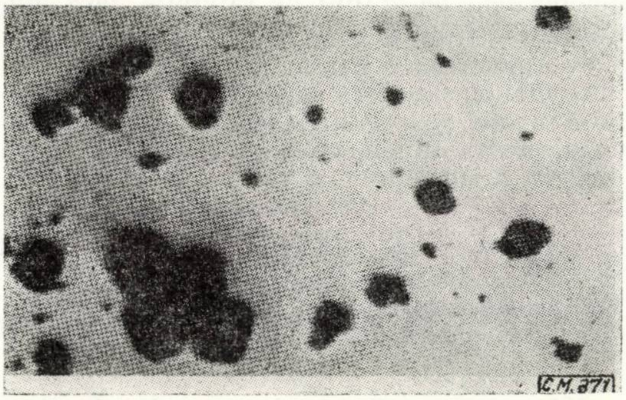


Fig. 2. Epruveta nr. 1, fontă cu grafit globoidal (GOF 10, GKM 2, GKG 2)

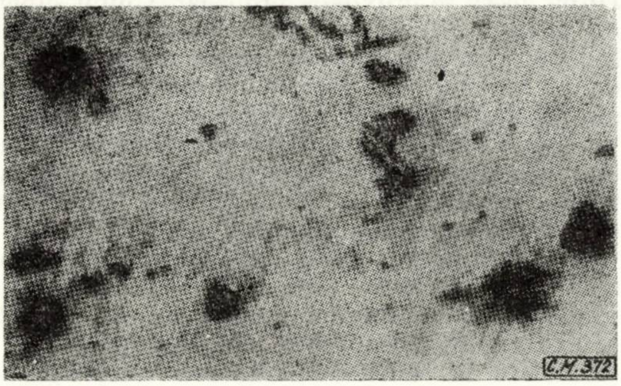


Fig. 3. Epruveta nr. 4, fontă cu grafit globoidal (GOF 11 și GOF 13, GKM 1, GKG 1)

b) epruvetele 6, 8, 9 și 10 (fig. 7—10) conțin grafit sub formă de lamele fine și scurte;

c) epruvetele 2, 3, 5, 7 și 13 (fig. 11—15) prezintă grafit sub formă de lamele groase.

Se atrage aici atenția asupra unei particularități: epruveta 4 (fig. 6) lasă să se recunoască faptul că, pe lîngă grafitul de formă globoidală, apare încă o formă de tranziție.

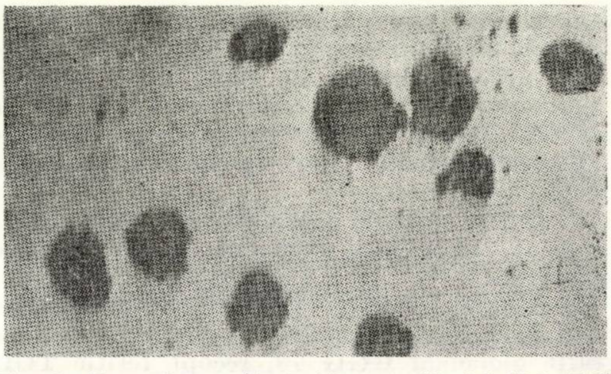


Fig. 4. Epruveta nr. 11, fontă cu grafit globoidal (GOF 11, GKM 2, GKG 1)

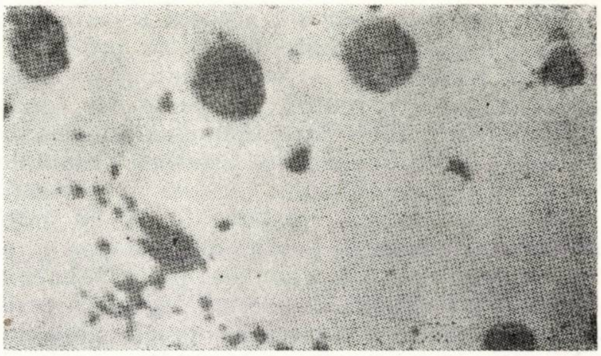


Fig. 5. Epruveta nr. 12, fontă cu grafit globoidal (GOF 10, GOF 1, GKG 1)

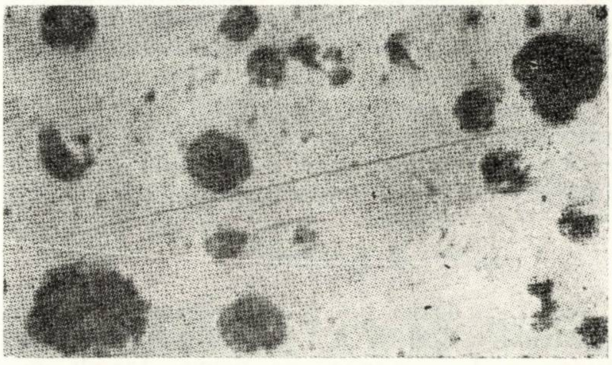


Fig. 6. Epruveta nr. 14, fontă cu grafit globoidal (GOF 11, GKM 2, GKG 1)

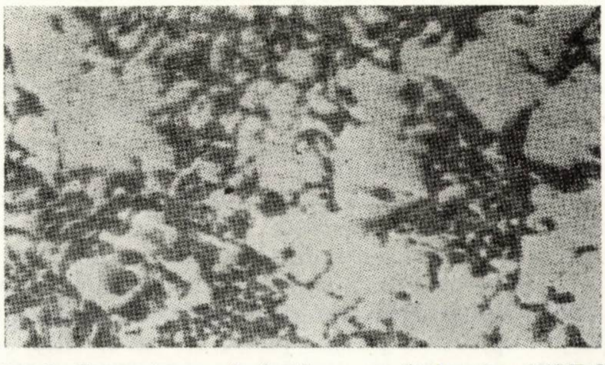


Fig. 7. Epruveta nr. 6, fontă cu grafit lamelar (GOF 3, GLM 3, GLG 4)

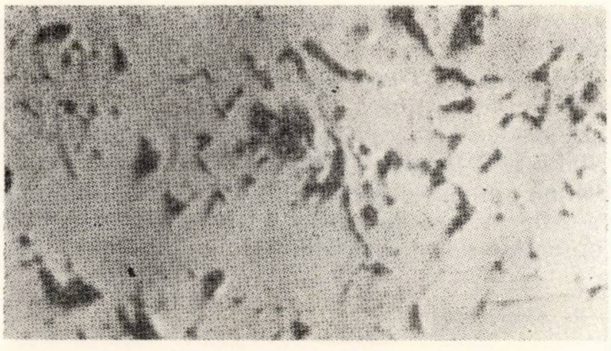


Fig. 8. Epruveta nr. 8, fontă cu grafit lamelar (GOF 3, GLM 2, GLG 4)

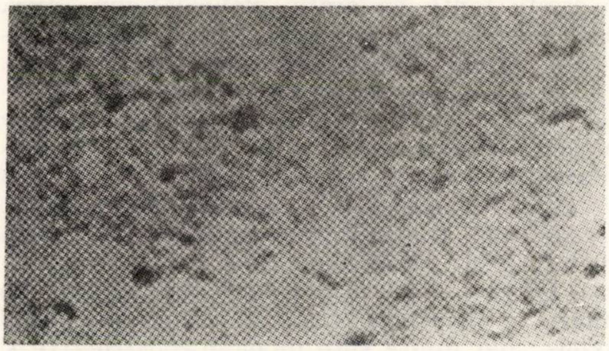


Fig. 9. Epruveta nr. 9, fontă cu grafit lamelar (GOF 3, GLM 3, GLG 2)

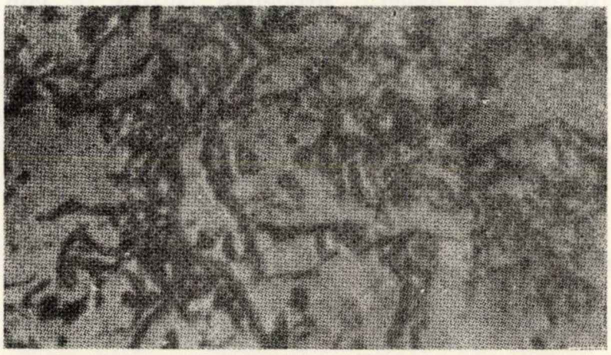


Fig. 10. Epruveta nr. 10, fontă cu grafit lamelar (GOF 2, GLM 2, GLG 5)

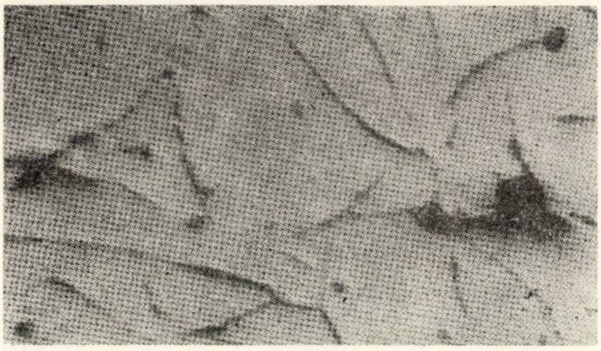


Fig. 11. Epruveta nr. 2, fontă cu grafit lamelar (GOF 1 GLM 3, GLG 6)

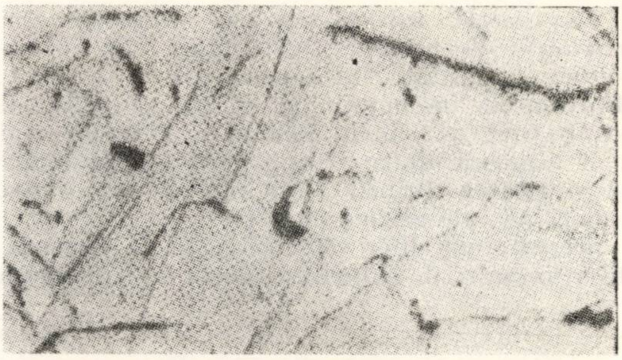


Fig. 12. Epruveta nr. 3, fontă cu grafit lamelar (GOF 1, GLM, 3, GLG 6)

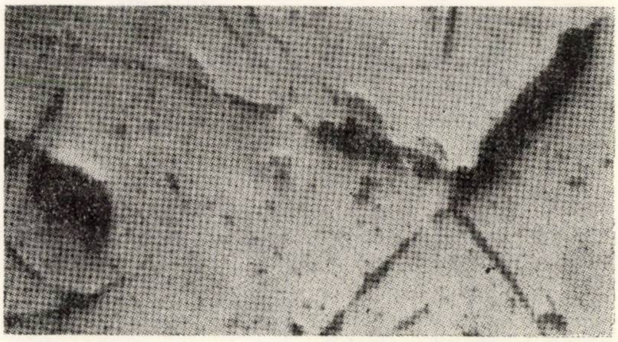


Fig. 13. Epruveta nr. 5, fontă cu grafit lamelar (GOF 1 şi GOF 4, GLM 2, GLG 6).

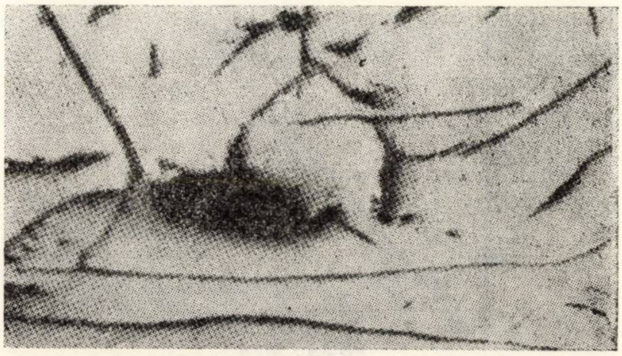


Fig. 14. Epruveta nr. 6, fontă cu grafit lamelar (GOF 1 şi GOF 4, GLM 4, GLG 7).

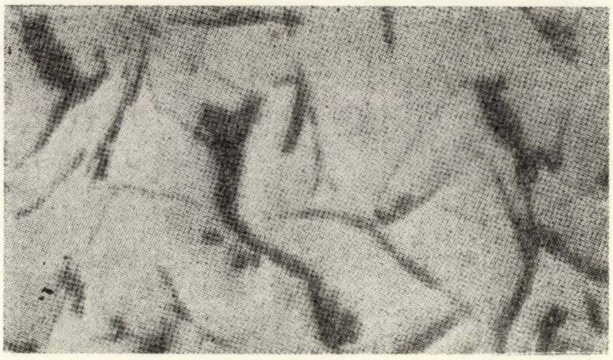


Fig. 15 Epruveta nr. 13, fontă cu grafit lamelar (GOF 2, GLM 2, GLG 5)

Rezultatele măsurărilor cu ultrasunete şi durităţi. Rezultatele măsurărilor cu ultrasunete şi durităţi sînt concentrate în tabela 1. Epruvetele însemnate cu + nu au putut fi străbătute de sunet. Pentru a exprima mai clar legătura dintre viteza relativă a sunetului şi duritatea Brinell s-au reprezentat aceste valori pe cale grafică (fig. 16).

Rezultatele diferitelor cercetări – prezentate în imagini de şlifuri, în tabela 1 şi în figura 16 — arată interdependenţa dintre formarea grafitului, viteza relativă a sunetului şi duritatea Brinell. Toate epruvetele cu viteze relative ale sunetului $v_r < 0,8$ prezintă la şlifuri o formare lamelară de grafit. În schimbul $v_r > 0,8$ există atît grafit globoidal cît şi o duritate Brinell de mai mult decît 150 HB. Indicaţia valorilor atinse de duritate a fost făcută pentru completarea informaţiilor.

Tabela 1

Rezultatele măsurătorilor cu ultrasunete şi durităţi

epruveta	grosimea mm	figura	v_r		HB 2,5/187,5[1]
			4MHz	2 MHz	
1	29,0	2	0,96	0,95	155
2	24,0	11	+	0,63	82
3	9,3	12	+	+	84
4	15,5	3	0,91	0,90	187
5	9,0	13	+	+	88
6	15,0	7	0,77	0,77	135
7	14,0	14	+	+	102
8	14,0	8	0,74	0,72	121
9	9,3	9	0,68	0,66	135
10	10,5	10	+	+	109
11	9,4	4	0,95	0,95	167
12	9,0	5	0,97	–	160
13	20,0	15	0,72	0,70	121
14	8,0	6	0,96	–	167

[1] Valoarea medie din trei măsurători.

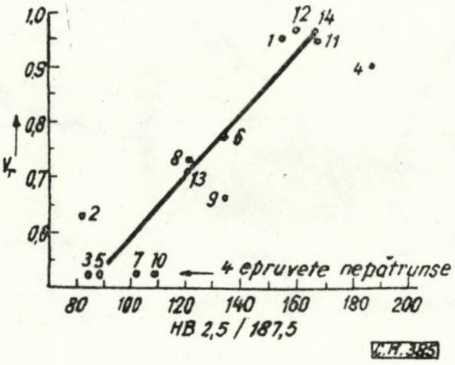


Fig. 16. Dependenţa dintre viteza relativă a sunetului şi duritatea Brinell.

3. *Concluzii*

Pentru grătarele de palete de conducere la turbine, care constituie o piesă constructivă expusă la temperaturi extrem de ridicate, se foloseşte fonta cu grafit globoidal din cauza proprietăţilor sale corespunzătoare. De la început a existat cerinţa de a se stabili forma grafitului direct în piesa constructivă. Certitudinea trebuia să fie mare, iar timpul necesar pentru verificare trebuia să fie redus. Posibilitatea de folosire a tehnicii ultrasunetului a necesitat cercetări la o întregă serie de epruvete. Rezultatele obţinute sînt redate în prezenta lucrare şi ele pledează în mod univoc în favoarea folosirii măsurărilor cu ultrasunete. În modul acesta s-au verificat, după procedeul expus, mai multe sute de piese constructive şi cercetările metalografice, executate la anumite intervale, în paralel, au confirmat de fiecare dată rezultatele măsurărilor cu ultrasunete. Importanţa acestui procedeu constă în consumul redus de timp şi în faptul că verificarea nu este dăunătoare piesei. În plus, a fost posibil să se verifice chiar piesele brute, astfel că şi în cazurile cu rezultat negativ s-au putut economisi capacităţi mecanice importante de prelucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grossmann.* Gusseisen mit Kugelgraphit. Karl-Marx-Stadt: Institut für Technologie und Organisation des Maschinenbaus 1958.

[2] *Tietz, H. D.* Ultraschall-Messtechnik. Berlin, VEB Verlag Technik, 1969, p. 185.

* * *

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI

Noi produse

Noi tipuri de autobuze urbane în curs de asimilare la uzina „Autobuzul”–București

Ing. Constantin DEACONU – inginer șef concepție uzina „Autobuzul” – București

Începînd cu anul 1973, U.A.B. va produce autobuze urbane de mare capacitate de 12 m în licența MAN ROMAN 112 UD; ulterior, în 1974 autobuze urbane de medie capacitate (9m) DAC 109UD, iar în anul 1975 troleibuze de mare capacitate derivate din autobuzul urban de mare capacitate.

În cele ce urmează vom prezenta sumar:

— soluțiile tehnice pentru subansamblele de bază, parametrii principali, și modul cum se înscriu în valorile uzuale în construcția de autovehicule pe plan mondial, mai detaliat pentru autobuzul ROMAN 112 UD, la intrarea în fabricație;

— preocupările uzinei pentru îmbunătățirea produselor licență și derivate.

1. Autobuzul ROMAN 112 UD

Autobuzul urban ROMAN 112 UD are lungimea de 11,640 m, lățimea de 2,5 m și capacitatea de 108 călători din care 28 așezați.

Pentru a permite un flux de călători și o circulație interioară în sensul tradițional în țara noastră, s-a adoptat soluția amplasării motorului între axe sub podea. Această soluție dă posibilitatea amenajării a trei platforme mari în dreptul celor trei uși duble în vederea absorbirii și coborîrii cu rapiditate a călătorilor în stații. Este echipat cu motorul 2156 HMU Diesel, cu șase cilindri orizontali, avînd o putere de 192 CP/2100 rot/min și un cuplu de 71 kg/1300 rot/min.

Fabricația va începe cu cutia de viteze S4–80 (mecanică sincronizată) avînd transmisia comenzii cu articulații cardanice cu rulmenți; se asigură încadrarea în normele internaționale pentru efortul de acționare a schimbătorului, un demaraj bun (atît de necesar realizării unei viteze comerciale ridicate) și un consum de combustibil redus.

Ambreiajul este monodisc uscat, cu comandă hidraulică și un dispozitiv mecanic pentru reducerea efortului de acționare.

Puntea spate este de construcție specială MAN cu axa de antrenare diferită de axa purtătoare, cu grupul conic cu dantură specială, reductor cilindric în roți și ungere forțată.

Axa față este de tipul cu suspensie independentă a roților, cu brațe triunghiulare, marcînd un evident progres față de axa rigidă mai ales pe drumurile neasfaltate, datorită greutății nesuspendate minime.

Suspensia pneumatică asigură o caracteristică progresivă și un nivel constant al primei trepte de urcare, cerință importantă pentru autobuzele urbane; amortizoare puternice contribuie la confortul superior al suspensiei.

Toate subansamblele sînt minuțios studiate. Vom insista asupra instalației de frînare deoarece este unul dintre subansamblele care concură la securitatea circulației. Prezentăm cîteva caracteristici:

— dispune de două circuite de frînare complet separate;

— circuitul față este hidraulic cu asistare pneumatică, iar circuitul spate este pneumatic;

— saboții față au reglaj micrometric automat, iar saboții spate au garnitură de fricțiune variabilă și dispozitiv de preluare a uzurii, măsuri constructive pentru a asigura o cinematică în plan foarte precisă;

— frîna de parcare are comandă mecanică cu asistare pneumatică;

— frîna de siguranță și parcare utilizează cîte un cilindru pe fiecare roată, cu arc acumulator și comandă pneumatică.

În cazul defecțiunii instalației pneumatice și al pierderii presiunii, arcul de acumulare frînează automat vehiculul.

Dispune de frînă încetinitoare cu clapetă de obturare în sistemul de evacuare, cu acționare electropneumatică.

Mecanismul de direcție de tipul servodirecție hidraulică încorporată, larg dimensionată — 415 kg — și executată în sublicență ZF asigură o conducere foarte ușoară a autobuzului.

Ca soluție caracteristică menționăm trenul spate pe care este fixată puntea și care sprijină caroseria prin intermediul arcurilor pneumatice; în față este articulat la caroserie printr-un lagăr oscilant, iar prin puntea spate este legat de șasiu printr-un arbore oscilant.

Sînt studiate ergonomia postului de conducere — scaun, posibilitatea de supraveghere și manevrare a comenzilor, astfel ca efortul conducătorului auto să fie minim.

Structura de rezistență este autoportantă, scheletul caroseriei și al podelei fiind realizat din țevi rectangulare, asamblate prin sudură, cu grosimea peretelui de 2 la 4 mm.

Cele trei uşi duble, cu acţionare individuală de la postul de conducere sau postul de taxare, permit adaptarea oricărui tip de circulaţie interioară.

Sînt aplicate soluţii moderne pentru insonorizare, împiedicarea pătrunderii gazelor arse în autovehicul paralel cu accesul uşor şi rapid la diferite agregate.

De remarcat grija deosebită pentru rezolvarea indicării traseului, ventilaţiei şi încălzirii pe timp de iarnă (asigurată printr-o aerotermă de 18 000 kcal/h şi trei aeroterme de 6000 kcal/h).

Mobilierul, diferitele subansamble la interior şi chiar arhitectura generală sînt lipsite de colţuri care să constituie un pericol în caz de accident. De asemenea trebuie să arătăm construcţia specială a uşilor (curbe) şi caroseriei (fără denivelări şi colţuri) pentru spălarea mecanică a autovehiculelor, cum şi forma pasajelor roţilor pentru a împiedica murdărirea rapidă în exploatare pe timp ploios.

Datorită înălţimii primei trepte reduse şi faptului că pentru platforma de urcare este o singură treaptă, călătorii au impresia că intră în vehicul şi nu că urcă în vehicul. Puterea specifică de 12 CP/t, cuplul maxim de 71 kg asigură o viteză ridicată pentru exploatarea urbană — 69,5 km/h, un demaraj rapid şi, în final o viteză comercială ridicată.

Din studiul tabelei 1, rezultă că autobuzul ROMAN 112 UD se înscrie în soluţiile şi parametrii de bază ai autobuzelor urbane nou construite.

Trebuie să remarcăm totuşi că PR 100 este echipat cu cutie de viteze tip Wilson şi ambreiaj hidraulic.

În prezent, ICPUP are sarcina să întocmească tipizarea cutiilor de viteze automate necesare în vederea asimilării lor în ţară.

2. *Autobuzul DAC 109 UD*

A fost proiectat în scopul asigurării circulaţiei interioare cerute de către întreprinderile de transport Braşov şi Cluj, cu urcarea printr-o uşă dublă între console şi coborîrea prin uşi simple amplasate în console.

Date de bază : lungimea 9,360 m, lăţimea 2,500 m, ampatament 4,3 m, sarcina totală 11,5 t, capacitatea 80 de pasageri.

Este echipat cu motor SAVIEM 797-6 cilindri verticali în linie, 136 CP/3000 rot/min, 36 kgm/1800 rot/min, amplasat longitudinal în consola spate.

Caroseria este derivată din caroseria autobuzului de 12 m, păstrînd identic peretele faţă şi spate şi utilizînd majoritatea subansamblelor sau reperelor de la caroseria autobuzului ROMAN 112 UD.

Şasiul echipat este preluat de la autobuzul interurban de 9 m.

Suspensia faţă este cu arcuri elicoidale, corectoare de flexibilitate şi amortizoare telescopice, iar suspensia spate din arcuri cu foi longitudinale cu două corectoare de cauciuc şi amortizoare telescopice, faţă de autobuzul ROMAN care este echipat cu suspensie pneumatică.

În timpul exploatării primului lot de autobuze se vor trage concluzii asupra circulaţiei interioare cerute de beneficiarii de mai sus.

3. *Troleibuzul de mare capacitate DAC 112 E*

Este derivat din autobuzul urban de mare capacitate la care s-a înlocuit motorul de tracţiune şi subansamblele aferente cu motorul de tracţiune de 140 kW şi instalaţia de forţă corespunzătoare.

Motorul electric de tracţiune este amplasat între axe, sub podea, în locul motorului Diesel. Transmisia la puntea spate se face prin intermediul arborelui cardanic şi al unei cuple izolatoare.

Compresorul şi pompa servodirecţiei sînt acţionate de un motor de 3 kW, iar alternatorul primeşte mişcarea de la motorul de tracţiune.

Echipamentul tiristorizat este amplasat la centrul autovehiculului, în dreptul uşii de coborîre, iar contactoarele într-un compartiment sub podea, pentru a reduce la maximum lungimea cablajelor.

Pentru a fi competitiv pe piaţa internaţională, troleibuzul va avea comanda prin impulsuri cu ajutorul tiristoarelor, comandă care prezintă marele avantaj că reglarea nu se face cu pierdere de energie.

Menţionăm că atît R.S.C. cît şi U.R.S.S. au realizat prototipuri şi vor trece la fabricaţia noilor tipuri de troleibuze cu acest echipament.

4. *Preocupări pentru optimizarea produselor*

Autobuzul ROMAN 112 UD. a) *Diversificarea produselor*. Este posibil ca, la cererea beneficiarilor, autobuzul ROMAN 112 UD şi troleibuzul DAC 112 E să constituie autovehiculele de bază pentru realizarea autovehiculelor articulate. Considerăm că problema derivării este relativ simplă, deoarece autovehiculele de bază au echipamentul de tracţiune amplasat sub podea între axe. Cîteva subansamble vor constitui probleme de asimilare speciale : puntea spate directoare, articulaţia între secţiuni şi comanda direcţiei la puntea spate.

— Pe baza şasiului echipat se pot construi autovehicule comerciale cu destinaţii diferite : transport confecţii, mobilă, laboratoare etc.

b) *Îmbunătăţirea necesare pentru prima etapă*. Introducerea unei pompe cu acţionare manuală pentru deblocarea frînei de parcare sau de siguranţă în caz de avarie. În prezent, se acţionează cu un levier sub autovehicul pentru deblocare.

— Introducerea saboţilor reglabili şi la puntea spate.

Tabela 1

Caracteristicile constructive şi parametrii principali funcţionali ai autobuzului ROMAN 112 UD

Nr. crt.	Denumirea	U.M.	ROMAN 112UD	Berliet PR 100	Norme sau val. uzuale	Observaţii
1	Organizarea autovehiculului		1 taxator+1 conducăt.	1 (conduc. taxator)		
2	Capacitate transport	pasag.	108+2 26/80	100 + 1 29/71	– 110	
3	Masa proprie	kg	8640	8100	8600	
4	Masa totală	kg	16000	15100	16000	
5	Motor	CP-kgm	6 cil. oriz. Diesel 192CP–71 kgm	V8 Diesel 180CP-63 kgm	D6(18) $\frac{R}{V}$ $\frac{J}{V}$	
6	Amplasare motor		Mijloc sub podea	Consola spate	Consola spate mijloc	
7	Ambreiaj		Monodisc uscat comandă hidraul.	Hidraulic	380–1 monodisc uscat	
8	Cutie de viteze		Sincroniz. 4 trepte	Semiautomată cu comandă elec.	CM 90 M4–80	
9	Punte spate		Tip MAN cu două trepte		cu două trepte	
10	Punte faţă		Cu roţi independente	Cu roţi independente	Tipuri noi cu roţi independente	
11	Mecanism direcţie		Servodir. hidraul. ZF	Servodirecţie hidraul.	Şurub şi piuliţă cu bile Servomecanism hidr.	
12	Suspensie faţă		Pneumatică	Mixtă arc elicoidal + perne aer	Pneumatică	
13	Suspensie spate		Pneumatică	Mixtă cu arc longitud. perne aer	Pneumatică	
14	Tipul construcţiei portante		Autoportante din ţevi cu secţ. rectang.		Nu este standardizat	
15	Puterea specifică	CP/t	12	11,2	10	
16	Coeficient de tavă $\frac{Gt.(Go.-80)}{Go-80}$		0,86	0,86	0,85	
17	Viteza maximă	km/h	69,5	70	60	
18	Deceleraţia la frînă	m/s^2	5,8	–	4,5	
19	Frecvenţa proprie a suspensiei	osc/min	60	–	60	
20	Eforturi de acţionare fr. serv. parc/ambreiaj/direcţie	kg	22/25 20/8,5		68/5,58 19,6/25	
21	Intensitatea zgomot inter.	dB A	73 şofer		55 soniri (80 dBA)	
22	Consum combustibil cf. DIN	1/100 km	28,8			

— Se va introduce repartitor de presiune sau un dispozitiv automat antiblocare roţi.

— Scaune durofol ca variantă.

c) *Subansamble opţionale*. Se vor pregăti următoarele subansamble opţionale, mai ales în vederea exportului:

— Staţie de amplificare cu microfon la taxator şi la conducătorul auto.

— Amenajarea postului de conducere pentru deservirea cu un singur agent.

— Ungere centralizată.

— Ştergător de parbriz cu paralelogram.

— Cutie de viteze automată sau semiautomată.

— Dispozitiv de siguranţă pentru a nu pleca autobuzul din staţie cu uşa deschisă.

— Protecţia împotriva coroziunii la interior a ţevilor structurii portante.

d) *Pentru etapa următoare.* Pregătirea suspensiei mixte, aer-resoarte metalice, pentru a se crea posibilitatea de a livra la cerere orice tip de suspensie cerut de beneficiari.

— Dispozitiv antipoluant.

Autobuzul DAC *109 UD*. S-a arătat mai înainte că autobuzul urban de 9 m cu care va începe fabricaţia este derivat din autobuzul interurban de 9 m. Aceasta atrage următoarele neajunsuri importante:

— motorul este amplasat în spate şi nu permite platformă mare de acces în consola spate;

— nivelul platformei de urcare ridicat —circa 920 mm;

— suspensia mecanică nu asigură nivelul constant al podelei;

— mecanismul de direcţie mecanic, tip Gemmer, nu este recomandat la sarcină peste 3500 kg pe axă, mai ales în exploatarea urbană. Din această cauză, uzina va trece la asimilarea unui autobuz urban de 9—10 m, care va elimina deficienţele primei serii şi la care se vor aplica soluţiile tehnice uzuale pe plan mondial.

Se impun două soluţii de bază, determinate de cele două motoare de care dispunem:

a) Utilizarea motorului SAVIEM 797 de 136 CP amplasat în consola spate, avînd urcarea prin uşa faţă cu două fire de circulaţie şi coborîrea pe uşa dublă dintre console.

b) Utilizarea motorului de 192 CP amplasat între axe, a echipamentului mecanic (punţi, servodirecţia hidraulică etc.) de la autobuzul de mare capacitate, cu două uşi în console, fiind titrat la 16 t ca şi autobuzul de 12 m.

Stabilirea uneia dintre soluţii impune o largă anchetă la beneficiari deoarece folosirea autobuzelor de 9—10 m este dictată de:

— fluxurile medii de călători necesar a fi transportaţi;

— configuraţia stradală sau de relief a unor oraşe care, deşi au fluxuri mari de călători de transportat, nu pot utiliza pe anumite trasee autobuze de 12 m.

Cheltuielile de investiţii şi exploatare fiind mai mari pentru soluţia *b*, iar motorul orizontal de 192 CP neasimilîndu-se în următorii ani în ţară, vor fi importante dificultăţi pentru acceptarea acestei soluţii, deşi, din punct de vedere al avantajelor ei pentru fabricaţie şi exploatare, viteză comercială etc., este soluţia cea mai indicată. Decizia va putea fi luată numai cu ajutorul beneficiarilor care vor opta pentru o soluţie sau alta ţinînd seamă de toţi parametrii tehnico-economici ai celor două soluţii şi de satisfacerea nevoilor de transport specifice.

5. *Preocuparea combaterii poluării atmosferei oraşelor*

Uzina depune eforturi deosebite pentru asimilarea troleibuzelor de mare capacitate tocmai în vederea participării la această acţiune, combaterea poluării atmosferei oraşelor, caracteristică deosebită a troleibuzelor şi care pînă în prezent nu poate fi egalată încă de autovehiculele cu pneuri.

Pe de altă parte, considerăm că, prin adoptarea motoarelor Diesel la toată fabricaţia de autobuze urbane şi, parţial, şi la autoutilitara de perspectivă, uzina a făcut un pas important în această direcţie. Reamintim cercetările grupului PERKINS care a stabilit că motoarele Diesel sînt mai puţin nocive decît motoarele cu benzină. Deşi în limbajul curent apreciem că gazele de eşapament ale motoarelor Diesel sînt mai periculoase după „fumul vizibil", în realitate nocivitatea gazelor de eşapament este determinată de conţinutul de oxid de carbon şi oxid de azot, în principal, în afara compuşilor de plumb la benzinele cu cifră octanică ridicată etc. Astfel:

	Benzină	*Motorină*
Oxid carbon	6%	0,2%
Oxid azot	0,50%	0,25%

Vom prezenta una din căile pe care se orientează MAN în rezolvarea acestei probleme: utilizarea arderii gazelor naturale lichefiate, care ca rezerve, putere calorică şi posibilitate de transport sînt similare combustibililor obişnuiţi.

Rezervorul de combustibil este realizat pe principiul termosului CRYOTANK, la o suprapresiune de 1—1,5 atm, şi menţine temperatura —160°C timp de trei zile, cu o cotă de evaporare de circa 2%. Din rezervor, lichidul trece într-un evaporator, o cameră de omogenizare a amestecului gaz-aer şi apoi printr-un dozator în motor.

Soluţia nu este nouă, în S.U.A. circulînd circa 1 000 de autobuze pe acest principiu. Extinderea ei de către MAN şi Mercedes în Europa este justificată deoarece arderea gazelor naturale este aproape ideală şi relativ lentă, astfel că zgomotul produs nu depăşeşte pe cel al unui autoturism de oraş. Adaptarea instalaţiei automobilului, inclusiv a motorului, reprezintă maximum 8% din preţul autobuzului, iar costul combustibilului este mai scump ca motorina cu circa 30 pfenigi/kg din cauza procesului de lichefiere.

Raza de acţiune a autobuzului este de 400 km, ceea ce corespunde alimentării unui autobuz pentru o zi de lucru.

Datorită rezultatelor bune obţinute, cu ocazia Olimpiadei de vară M A N a livrat un lot experimental de 6 bucăţi.

Am prezentat această cale de combatere a poluării, care trebuie urmărită în continuare de U A B deoarece rezultatele sînt evidente : ardere completă şi silenţiozitate, adaptarea la motorul pentru care avem licenţă este posibilă şi dispunem de combustibilul de bază, gazele naturale.

6. *Concluzii*

Autobuzul urban de bază ROMAN 112 UD corespunde întrutotul exploatării urbane.

Cu îmbunătăţirile ulterioare, autobuzul va fi ţinut la curent cu ultimele soluţii tehnice în construcţia de autovehicule. În exploatarea de probă în Bucureşti, modelul experimentat s-a remarcat prin accesul şi circulaţia foarte bună în interiorul vehiculului şi prin silenţiozitatea şi confortul suspensiei, mai ridicate decît la orice autovehicul aflat în serviciu.

Motor Diesel D-4

Aflat încă în fază de prototip, motorul D-4 reprezintă un nou pas pe linia diversificării gamei de motoare diesel executate de uzina bucureşteană „Timpuri noi" în vederea furnizării energiei mecanice necesare antrenării diferitelor agregate industriale, ca pompe de irigaţie, utilaje de construcţii şi agricole, grupuri electrogene etc. Acest larg domeniu de utilizare este asigurat de o construcţie modernă, gabarit şi greutate reduse, precum şi de posibilitatea de utilizare a prizei de putere atît pe volant, cît şi pe axul cu camă.

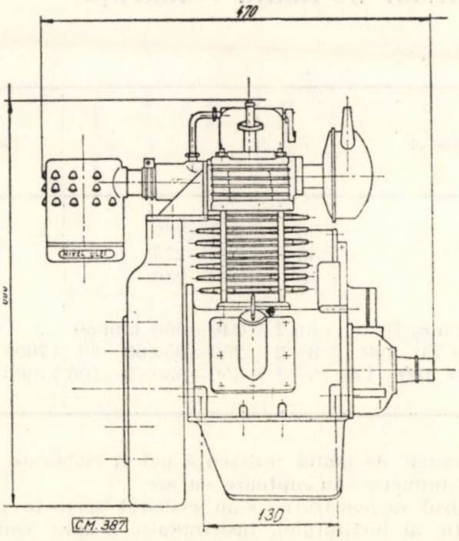


Fig. 1

Acest nou produs, proiectat de specialiştii Centrului de proiectare al Grupului Uzinelor „23 August", este un motor diesel, rapid, în patru timpi, cu injecţie directă, avînd un cilindru vertical, răcit cu aer. Ungerea motorului se realizează prin stropire şi prin circulaţie sub presiune de la o pompă cu roţi dinţate, antrenată de axul cu came. Sistemul de ungere este prevăzut cu o supapă de siguranţă pentru scurtcircuitarea uleiului la creşterea presiunii şi cu un filtru de ulei care asigură o bună purificare a uleiului. Răcirea este asigurată de către o suflantă centrifugală montată pe volantul motorului, aerul fiind dirijat către cilindru şi chiulasă, care sînt prevăzute cu aripioare.

Motorul D-4 este echipat cu o pompă de injecţie tip Bosch şi cu un regulator de turaţie mecanic, centrifugal, pentru toate regimurile care reglează cantitatea de motorină debitată de pompă în funcţie de încărcarea motorului. Pornirea motorului se face manual, cu manivela de pornire. El poate fi echipat şi cu dispozitiv de pornire cu multiplicator de turaţie. Caracteristici tehnice : motor diesel în patru timpi cu injecţie directă ; numărul şi poziţia cilindrilor : 1 vertical ; alezajul × cursa pistonului 78 × 80 mm ; cilindreea motorului 382 cm^3 ; raportul de compresie 1 : 17 ; turaţia nominală a arborelui cotit 3000 rot/min ; puterea nominală de exploatare în regim continuu 5 CP ; puterea maximă de exploatare în regim intermitent 6 CP ; consumul specific de motorină la puterea nominală 218 g/CPh ; combustibil motorină tip −25 pe timp de iarnă şi tip − 5 pe timp de vară, conform STAS 240−66 ; uleiul M 30 pentru iarnă M 40 pentru vară conform STAS 751−70 ; greutatea motorului 62 kg.

Maşina de frezat universală cu consolă FU−35×140

Executată de Uzina mecanică din Cugir, maşina de frezat universală cu consolă tip FU-35×140 este concepută după cele mai recente soluţii tehnice, cu un caracter de largă universalitate, pentru a permite utilizarea cu succes, în producţia de unicate, de serie mică şi mare, în lucrări de sculării. Principalele caracteristici constructive ale acestei maşini sînt :

— batiul este de formă prismatică, judicios nervurat. Consola şi masa sînt şi ele în formă de cutie prismatică. Contrabraţul, ghidajele şi masa sînt larg dimensionate, pentru a asigura astfel rigiditatea maşinii ;

— axul principal este de construcţie rigidă, rulmenţii utilizaţi fiind de precizie ;

— roţile dinţate sînt confecţionate din oţeluri aliate, călite şi rectificate. Toate elementele transmisiei sînt realizate în aşa fel încît să permită realizarea de regimuri inten-

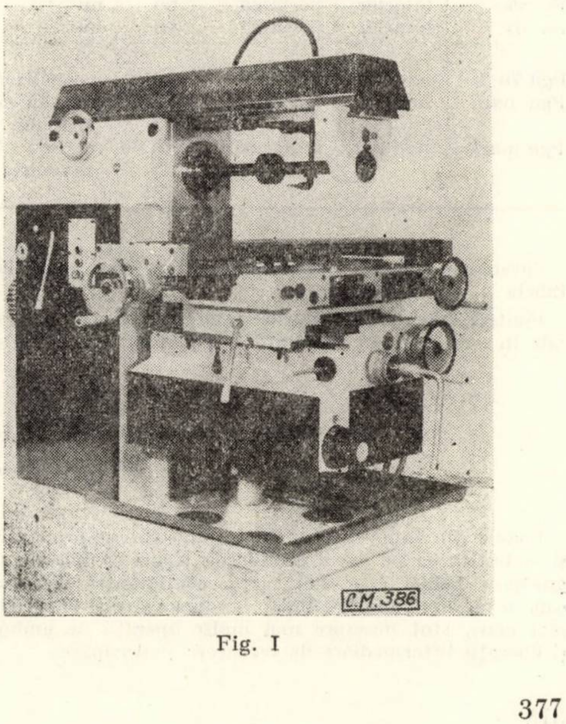


Fig. I

sive, siguranţă în funcţionare şi durată de funcţionare;

— motorul principal este de putere ridicată;

— gama de turaţii, de avansuri, cît şi numărul de trepte permit alegerea celor mai bune regimuri de aşchiere;

— sistemul de comandă permite atît comenzi manuale, cu avansuri de lucru şi rapide în trei direcţii, cît şi comenzi automate longitudinale în ambele sensuri cu şi fără salt, pendulare, cu preselectarea sensului de rotaţie a sculei;

— elementele de comandă şi de deservire sînt duble, uşor accesibile.

Caracteristicile tehnice principale ale acestei maşini, aflată în curs de asimilare, sînt: suprafaţa de lucru a mesei 355×1400 mm; cursele longitudinale×transversale×verticale 900 × 300 × 425 mm; distanţa minimă-maximă dintre axul principal şi masă 50—475 mm; conul axului principal ISO 50; numărul treptelor de turaţii şi de avansuri 18; gama turaţiilor axului principal 30—1500 rot/min; gama avansurilor longitudinale şi transversale 19—950 mm/min; gama avansurilor verticale 1/4 din long. mm/min; avansul rapid longitudinal 2300 mm/min; unghiul de rotire al mesei în plan orizontal ±45°; tensiunea şi frecvenţa de alimentare 380 V, 50 Hz; puterea electromotorului principal 7,5 kW; greutatea maşinii 3300 kg; dimensiunile de gabarit 2275×1820×1752 mm.

Maşina de frezat universală cu consolă FU-35 × 140 poate fi echipată cu o serie de accesorii, din rîndul cărora amintim capul de frezat vertical, puntea motorizată şi capul universal, masa rotativă cu acţionare manuală sau mecanică, capul divizor, menghina rotativă. În cazul în care este nevoie, maşina poate fi prevăzută şi cu dispozitive de afişare a cotei.

◆

Noi tehnologii şi instalaţii

Tehnologii româneşti pentru obţinerea fontelor de înaltă rezistenţă

Mărirea rezistenţei fontelor permite pe de o parte reducerea greutăţii pieselor componente şi a maşinilor şi totodată mărirea durabilităţii acestora.

La I.C.T.C.M. s-au pus la punct tehnologiile de fabricare ale unor fonte cu grafit lamelar şi nodular cu rezistenţă ridicată. În scopul promovării utilizării lor, a avut loc în luna noiembrie la ICTCM o demonstraţie la care au participat specialişti din uzinele interesate ale MICMG.

Fontele de înaltă rezistenţă omologate de ICTCM sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Simbol	Grafit	Masă metalică	Aliere	Tratament termic
Fc 30	lamelar	perlitică	nu	nu
Fc 35	lamelar	perlitică	nu	nu
Fc 40	lamelar	perlitică	nu	nu
Fgn 70-2	nodular	perlitică	nu	normalizare
Fgn bain	nodular	bainitică	Ni,Mo	nu, sau călire-revenire
Fgn mart.	nodular	martensitică	Ni,Mo	nu, sau călire-revenire.

Caracteristicile mecanice ale acestor fonte sînt date în tabela 2.

Fontele cu grafit lamelar de înaltă rezistenţă pot fi elaborate în cubilouri sau în cuptoare cu inducţie, iar fontele cu grafit nodular de înaltă rezistenţă pot fi elaborate în cuptoare cu inducţie sau cuptoare cu arc.

Tabela 2

Simbol	τ_r daN/mm 2	HB δ_8 %	$\tau_{0,2}$ daN/mm2	E daN/mm 2
Fc 30	30	210—260		13000
Fc 35	35	220—270		14000
Fc 40	40	230—280		15000
Fgn 70-2 min.70	min.2	240—300	min 50	17500
Fgn bain 75—100	6—2	250—350	60—80	17000—19000
Fgn mart 100—140	5—1	350—550	75—100	17000—19000

În cadrul demonstraţiei s-au elaborat şarje în cuptorul cu inducţie al institutului, insistîndu-se asupra controlului fontei lichide cu un aparat de analize rapide de concepţie românească (ICTCM — FEA).

S-au scos în evidenţă cu acest prilej domeniile de utilizare optimă şi anume: fontele cu grafit lamelar de înaltă rezistenţă la piese de maşini unelte şi organe de maşini solicitate mecanic, iar cele cu grafit nodular de înaltă rezistenţă pentru: arbori cotiţi, cămăşi pentru cilindri de pompe, carcase de pompe, cilindri şi melci de pompe, segmenţi, piese pentru mori de măcinat, came şi alte piese solicitate mecanic şi la uzură.

Cu această ocazie s-a distribuit documentaţia tehnică şi de informare elaborată de institut în scopul extinderii utilizării acestei fonte.

Ing. *D. Ştefănescu* —ICTCM—

Un nou procedeu de uzinare a pieselor din tablă prin rulare la uzina „23 August"—Bucureşti

Piesele din tablă se execută în mod curent prin ştanţarea şi ambutisarea pe prese de diferite tipuri şi mărimi. Cu cît grosimea tablei este mai mare, configuraţia pieselor mai complexă, sau raportul dintre lungimea şi diametrul pieselor mai mari, sînt necesare mai multe operaţii de ambutisare şi operaţii intermediare de recoacere şi decapare.

Procedeul de rulare este cunoscut de mult timp, însă se aplică sporadic şi prin adaptări pe strunguri uzate.

În prezent, mai multe firme străine realizează maşini (strunguri) speciale pentru rularea pieselor din tablă cu comenzi hidraulice, dispozitive de copiat, instalaţii de încălzire prin inducţie a semifabricatului, cu comenzi semiautomate.

Aceste maşini sînt recomandate pentru ambutisări adînci şi piese cu profil complex şi precizie ridicată.

La începutul lunii octombrie 1972 au fost puse în funcţiune două maşini de rulat piese din tablă Bohner & Köhle, pentru executarea cilindrilor şi capacelor de la aparatajul de frînă al locomotivelor şi vagoanelor cu diametre cuprinse între 8 şi 16 şi grosimea tablei pînă la 10 mm, care în trecut se fabricau prin turnare din fontă, cu consumuri de metal duble şi cu un volum ridicat de prelucrări mecanice.

În afara acestor piese, s-au mai executat cilindri de frînă pentru autocamioane MAN cu diametru de 100, 125 şi 140 mm şi lungimi pînă la 300 mm.

Una dintre maşini este prevăzută cu trei role de deformare, montate pe un cadru rigid triunghiular şi cu instalaţie de încălzire cu inducţie.

Pe această maşină se pot executa la cald şi rece piese cilindrice cu diametrul cuprins între 50 şi 500 mm şi lungimea pînă la 1000 mm pornind de la un semifabricat cu diametrul maxim de 800 mm.

A doua maşină are o singură rolă de deformare, dispozitiv hidraulic de copiere după şablon şi poate prelucra semifabricate cu diametrul maxim de 1000 mm, lungimea maximă a piesei prelucrate ajungînd pînă la 850 mm. Pe această maşină se pot executa la rece piese de diferite forme.

Raportul maxim dintre lungimea şi diametrul pieselor care pot fi executate pe aceste maşini este de 2,8.

Deşi preţul acestor maşini este comparabil cu al pieselor hidraulice cu dublu efect, ele necesită scule mai simple, de durabilitate mai mare, iar formarea se execută din operaţii mai puţine şi fără operaţii intermediare de tratament termic şi decapare.

În cadrul programului de extindere a tehnologiilor noi, M.I.C.M.G.—D.G.D.T.I. a organizat la uzina „23 August" o demonstraţie, în ziua de 24 noiembrie 1972, care a suscitat un interes deosebit în rîndurile specialiştilor de la o serie de alte uzine.

Ca urmare a acestei demonstraţii s-a considerat util ca, prin schimb de experienţă cu uzina „23 August", alte uzine, în funcţie de piesele ce le au de executat, să adopte soluţii constructive de maşini corespunzătoare, care să fie realizate prin autodotare, deoarece furnizorii externi execută aceste maşini numai la comandă, cu termen de livrare de circa doi ani de la contractare.

În sprijinul acestei acţiuni, se poate apela la Institutul de cercetări tehnologice (I.C.T.C.M.) pentru întocmirea tehnologiei şi proiectarea maşinilor şi SDV necesare.

Ing. *Dinu Ştefan*
MICMG-DGDTI

Sudarea prin frecare se introduce în construcţia de maşini

În luna noiembrie a avut loc la FS Rîşnov un colocviu de lucru, însoţit de demonstraţii, asupra posibilităţilor introducerii industriale a sudării prin frecare în construcţia de maşini.

La această acţiune, care face parte dintr-un program mai vast abordat de Direcţia de dezvoltare tehnică şi investiţii din MICMG în domeniul extinderii tehnologiilor noi, Centrul de sudură şi încercări la oboseală Timişoara a prezentat un scurt material tehnic documentar privind principiile şi parametrii procedeului, avantajele comparative ale acestuia, domeniile de aplicare, echipamentele necesare şi calcule de eficienţă economică. Acest material a fost difuzat participanţilor.

Demonstraţia care a urmat — pe o maşină ZTb-10 de 4,5 tf/13 kW — a pus în evidenţă cîteva cazuri reale de sudare a oţelurilor rapide sau de scule cu oţel carbon, prilejuind participanţilor posibilitatea de a verifica practic anumite premise teoretice. Discuţiile purtate pe marginea acestora au permis stabilirea unor programe pentru 1973—1974, din care se concretizează introducerea procedeului pe scară industrială în fabricaţia sculelor de FS Rîşnov, cu asistenţa tehnică, punerea la punct şi instruirea personalului de către CSIO. De asemenea, CSIO va cerceta şi va pune la punct tehnologia — asigurînd şi microproducţia — pentru supapele de admisie şi evacuare ale motoarelor mari din fabricaţia UCM Reşiţa.

Date fiind posibilităţile mari demonstrate în străinătate în industria autovehiculelor, programul se va completa şi pentru acest domeniu, în cadrul unui consiliu care va avea loc în acest an.

Există condiţii pentru ca această tehnologie să fie experimentată şi aplicată în regim de microproducţie de către CSIO Timişoara, care este dotat în acest scop.

S-au relevat cu acest prilej şi posibilităţile ca maşini de sudare prin frecare să fie executate prin autoutilare — ceea ce ar face procedeul şi mai atractiv.

Pătrunderea acestei tehnologii constituie un progres tehnic prin rezolvarea mai economică a unor probleme de sudură şi prin convertirea unor soluţii constructive tradiţionale ale unor importante organe de maşini la soluţii mai economice.

Zoe Carciog

Procedeu pentru creşterea duratei de funcţionare a matriţelor de forjare

Oţelurile destinate fabricării matriţelor de deformare plastică la cald, trebuie să aibă, în general, următoarele caracteristici:

— stabilitate ridicată la cald, necesare pentru a asigura matriţei în timpul lucrului caracteristici mecanice ridicate;
— duritate corespunzătoare, rezistenţă la uzură;
— rezistenţă ridicată la şoc termic;
— conductibilitate termică mare, pentru a uşura eliminarea rapidă a căldurii înmagazinate în timpul lucrului în partea activă a matriţei.

Realizarea condiţiilor de mai sus impune ca în compoziţia chimică a oţelului să fie prezente elemente ca wolframul, cromul, molibdenul, vanadiul şi nichelul.

De asemenea, stabilirea unui regim de tratament termic corespunzător asigură matriţei un grad avansat de durabilitate prin proprietăţile mecanice rezultate.

Calitatea de oţel luată în studiu este MoCN15. Literatura de specialitate recomandă condiţiile de forjare, tratamentele termice preliminare, tratamentele termice finale şi compoziţia chimică, conform STAS 3611—66.

Desigur, în prezent călirea matriţelor în tot volumul nu duce întotdeauna la rezultatele scontate.

Călirea pieselor mari (blocuri de matriţă) într-un singur mediu (apă sau ulei) prezintă o serie de dezavantaje:

— tensiunile interne apărute la călire vor fi cu atît mai mari cu cît dimensiunile pieselor vor fi mai mari;
— apariţia de fisuri sau deformaţii permanente, ca urmare a unor treceri de la secţiuni mai reduse la secţiuni mai mari;
— gradul de răcire mare al zonei exterioare faţă de zona centrală dă naştere la fisuri, ca urmare a tensiunilor interne create de modificările de volum şi a transformărilor structurale;
— realizarea unei durităţi aproape uniforme în toată masa matriţei nu răspunde întotdeauna condiţiilor anterior prezentate.

Realizarea unei durităţi maxime pe suprafaţa activă a matriţei este de dorit, dar de la centru spre coada matriţei, nu. Coada matriţei nu trebuie să aibă aceeaşi duritate cu suprafaţă activă sau foarte apropiată cu acesteia întrucît, în procesele de deformare plastică, rezistenţa la şoc este mult mai scăzută. Foarte dese sînt cazurile cînd matriţele crapă de la baza cozii sau de la 1/3 din înălţimea totală a matriţei. Faţă de această situaţie, se impune ca mediul de răcire în vederea călirii să fie neomogen şi compus din particule de emulsie (în permanenţă agitată) pulverizată (apă + ulei) prin jet de aer. Pulverizarea s-a realizat cu dispozitivul din figura 1.

Folosind un asemenea dispozitiv, călirea în ceaţă a matriţelor poate fi dirijată în timpul procesului de răcire. Jetul de aer plus emulsie poate fi dirijat (oprit sau intensificat).

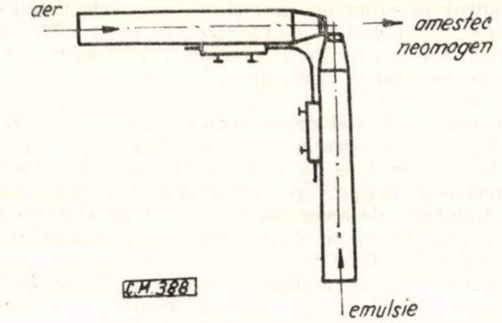


Fig. 1

Procesul de răcire poate fi urmărit vizual, posibilitatea de control al temperaturii suprafeţei în timpul răcirii fiind evidentă.

Matriţa va fi supusă călirii prin jetul respectiv numai pe suprafaţa activă.

S-a recurs la studierea posibilităţilor de creştere a durabilităţii matriţelor de forjare în exploatare cunoscîndu-se efectele favorabile ale călirii în medii neomogene şi ale călirii frontale.

Utilizarea probelor de călire frontală la studiul transformărilor structurale ce au loc la călirea oţelurilor aliate a făcut posibilă verificarea călirii în ceaţă a matriţelor de forjare.

Durităţile rezultate prin călire cu jet de aer cu emulsie şi jet de aer cu apă sînt foarte apropiate. Totuşi mediul de răcire de tipul jet de aer cu particule de emulsie ulei de apă elimină orice tendinţă de apariţie a microfisurilor faţă de cazul cînd se foloseşte apă.

S-a constatat că perioada de răcire sub 350°C reprezintă momentul periculos pentru apariţia fisurilor şi, respectiv, a deformaţiilor.

Tabela 1

Caracteristicile dispozitivului de răcire

Diametrul ajutajului, mm		Înălţimea liberă a jetului de emulsie, mm	Distanţa dintre dispozitiv şi piesă, mm	Presiunea amestecului la care lucrează
exterior	interior			
35	25	450	300	6 at

Se impune totuşi stabilirea experimentală de durate de răcire a suprafeţei active a matriţei respective, astfel ca temperatura să nu fie sub 150°C după circa 1,5 min de la întreruperea răcirii. Orice stagnare a răcirii între 150° şi 350°C duce la efecte nedorite, deformări sau fisuri.

O problemă care a mai fost întîlnită este aceea a presiunii jetului de aer (în condiţiile studiate: 5–6 atm), a conului format de jetul de aer şi de lungimea sa.

Conul format trebuie să acopere întreaga suprafaţă activă a matriţei.

După călirea în ceaţă se face în mod obligatoriu revenirea.

Concluzii. Din cele expuse rezultă:

— călirea în medii neomogene a matriţelor de forjare asigură proprietăţile cerute în exploatare şi duce la creşterea durabilităţii acestora;

— călirea în ceaţă asigură structuri corespunzătoare pe înălţimea matriţei şi este mult mai eficientă decît călirea clasică, în unele cazuri;

— se reduce durata de revenire;

— călirea în ceaţă dă posibilitatea răcirii zonelor, similar posibilităţilor de încălzire zonală cu c.i.f.;

— utilajul folosit pentru realizarea călirii în ceaţă a matriţelor este simplu.

Ing. *C.N. Gheorghe*

Invenţii — inovaţii

Broşe de rectificat pe lagăre cu aer

Rod al colaborării stabilite de cercetătorii Institutului de creaţie ştiinţifică şi tehnică din Bucureşti cu specialiştii Uzinei Mecanice din Cugir, broşele de rectificat pe lagăre cu aer se înscriu printre cele mai remarcabile reuşite româneşti în domeniul creării şi diversificării dispozitivelor şi accesoriilor speciale destinate maşinilor-unelte. Ele sînt destinate maşinilor de rectificat plan de dimensiuni mici (RPO-125) şi mijlocii (RP-200), precum şi maşinilor de rectificat interior (RI-80), maşini echipate pînă în prezent numai cu broşe clasice pe rulmenţi.

Broşele de rectificat plan ARP-2 au o turaţie de regim de 3–5000 rot/min şi pot asigura o viteză de aşchiere de circa 35–45 m/s. Construcţia realizată permite montarea acestor broşe în corpul maşinii fără a necesita modificări importante, avînd aceleaşi cote de montaj cu broşele pe rulmenţi. Caracteristicile lor funcţionale (rigiditate 5 kg/µm, precizie de rotire sub 1µm, bună capacitate de amortizare, presiune de alimentare 5 kg/cm^2) au permis, comparativ cu broşele clasice similare pe rulmenţi, obţinerea unor performanţe tehnologice ridicate. De exemplu, în cazul încercărilor făcute pe o maşină de rectificat fabricată de firma „Tachella", broşa originală asigura o dublă amplitudine a ondulaţiei suprafeţelor prelucrate de 0,7–0,8 µm, în timp ce broşa pe lagăre cu aer reducea această valoare la 0,4µm.

Broşele de rectificat interior sînt executate în două variante constructive: ARI 3–30 acoperă un domeniu de turaţii cuprins între 3000 şi 30 000 rot/min, iar ARI-30-50 domeniul 30 000–50 000 rot/min. (În cazul utilizării unor broşe clasice, pentru acoperirea aceluiaşi domeniu de turaţii sînt necesare circa cinci broşe). Şi în acest caz, proiectantul şi constructorul au ţinut seamă ca broşa pe lagăre cu aer să fie perfect interschimbabilă cu broşa pe rulmenţi.

În vederea definitivării construcţiei acestor broşe şi stabilirii performanţelor lor au fost făcute numeroase încercări atît în laborator, cît şi în condiţiile unei exploatări industriale intense, într-o secţie de rectificat inele de rulmenţi care lucra în trei schimburi. Aceste experimentări au evidenţiat:

— îmbunătăţirea calităţii suprafeţelor prelucrate, atît ca macrogeometrie (ondulaţie), cît şi ca microgeometrie (rugozitate). Sînt edificatoare în acest sens rezultatele comparative obţinute în cazul prelucrării unui diametru interior de 60 mm. Astfel, într-un regim intens de lucru, broşele aerostatice au realizat ondulaţii circulare de 0,3–0,4 µm şi o rugozitate de 0,15–0,25 µm, în timp ce cu broşa pe rulmenţi ondulaţia era de 0,8–1,4 µm, iar rugozitatea de 0,45–0,55 µm. Durata ciclului de prelucrare a fost şi ea redusă în cazul broşelor aerostatice cu circa 20%;

— reducerea ciclului operaţiilor de rectificare;

— întreţinerea uşoară şi creşterea rezistenţei la acţiunea agenţilor corosivi din mediul înconjurător.

Mai notăm ca avantaje:

— stabilitatea termică — rotorul fiind suportat în întregime pe un film de aer sub presiune; orice posibilitate de contact direct metal cu metal este înlăturată. În acest fel, creşterile de temperaturi datorite frecărilor şi deformaţiei termice sînt complet eliminate. De asemenea, aceasta elimină timpul de aşteptare pentru încălzire;

— echilibrarea rotorului direct în lagărele broşei ;

— precizia de prelucrare mult îmbunătăţită, datorită tendinţei axului susţinut pe lagăre cu aer de a-şi păstra o poziţie fixă în spaţiu cu o precizie de fracţiuni de microni (precizia de rotire atinge circa 1/5 din precizia de prelucrare a ansamblului) ;

— reducerea rebuturilor, ca urmare a măririi preciziei de prelucrare ;

— creşterea posibilă a turaţiilor şi, implicit, a vitezelor de aşchiere datorită frecărilor şi încălzirilor reduse ;

— mărirea durabilităţii pietrei prin reducerea numărului corecţiilor profilului ;

— sporirea productivităţii muncii, consecinţă a reducerii numărului de treceri, creşterii vitezelor de aşchiere, reducerii numărului de tăieri ale pietrei de rectificat, eliminarea perioadelor de încălzire şi răcire etc.

Rezultatele obţinute cu aceste broşe (brevetate invenţie) prezintă avantaje nete şi evidente în majoritatea operaţiilor de rectificare, ele fiind indicate în special în cazurile în care se urmăreşte obţinerea unor suprafeţe rectificate de calitate superioară cu o productivitate sporită.

K.E.

Radiatoare cu aripioare de răcire din aluminiu

De mai multă vreme în cadrul Fabricii de radiatoare şi cabluri din Braşov se foloseşte pentru lipirea aripioarelor de cupru, alamă, oţel şi, în special a celor de aluminiu pe ţevile de cupru, alamă sau oţel, folosite în fabricarea radiatoarelor şi schimbătoarelor de căldură, un original procedeu brevetat invenţie atît în ţară, cît şi în alte 11 ţări. De altfel, ingeniozitatea acestui procedeu a fost pozitiv apreciată şi cu ocazia diverselor manifestări tehnice internaţionale, fiind medaliată la două Saloane ale invenţiilor — la Oberhausen în Republica Federală Germania în 1970 şi la Brno în Cehoslovacia anul trecut.

ZLATOU MEDAILI
invex 72
C.M.389

Fig. 1

În principiu, această tehnologie utilizează un mediu lichid termodecapant în care au loc atît încălzirea, cît şi decaparea şi lipirea uniformă a elementelor componente, tuburi şi aripioare, obţinîndu-se astfel un corp de răcire lipsit de tensiuni interioare, curat, cu o suprafaţă corespunzător finisată, fără oxizi sau agenţi corosivi. În acest fel, cuptoarele termice de tip clasic, cît şi cele cu atmosferă neutră, inclusiv ansamblul operaţiilor finale de neutralizare, au putut fi eliminate.

Procedeul este economic şi se pretează în perfecte condiţii operaţiilor de mecanizare şi automatizare de mare productivitate. Realizînd acelaşi transfer de căldură ca şi radiatoarele clasice, radiatoarele executate cu aripioare de răcire din aluminiu, conform acestui procedeu simbolizat TDE4, sînt de circa patru ori mai ieftine, greutatea radiatoarelor scăzînd şi ea simţitor. Eliminarea decapanţilor utilizaţi frecvent la aplicarea procedeelor clasice — agenţi puternic corosivi care, pe lîngă faptul că degradează cuptoarele de tratament termic, necesită şi o operaţie suplimentară de neutralizare a corpurilor de răcire — reprezintă un alt avantaj al acestui procedeu. Această nouă tehnologie, aplicată cu succes de Fabrica de radiatoare şi cabluri din Braşov la executarea radiatoarelor ce sînt utilizate în construcţia autoturismelor Dacia — 1300, ca şi la unele produse executate de unităţile Centralei industriale de autocamioane şi tractoare din Braşov, a trezit în ultimul timp şi interesul celor mai mari firme din lume producătoare de radiatoare şi benzi de aluminiu.

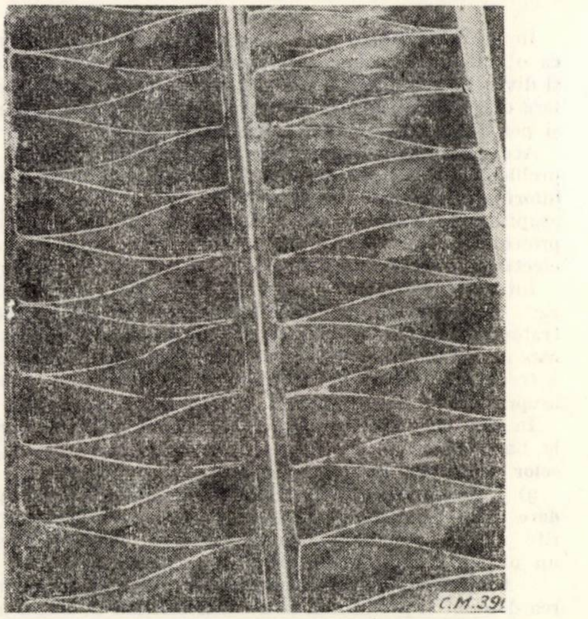


Fig. 2

K. E.

Pile din oţeluri de construcţie

Pentru găsirea unei tehnologii adecvate care să permită fabricarea pilelor şi a raşpelor nu din oţeluri speciale ci din oţeluri uzuale de construcţii, specialiştii Institutului de cercetări tehnologice pentru construcţia de maşini din Bucureşti au desfăşurat, ani la rînd, o intensă activitate încheiată cu succes deplin. Ei au reuşit să elaboreze un procedeu care, bazat pe tratarea termochimică a oţelului nealiat cu un conţinut redus de carbon (de 0,15 %), permite obţinerea unor pile de o durabilitate deosebită la un preţ de cost deosebit de redus. Dintre multiplele avantaje pe care le prezintă acest nou procedeu — căruia în 1971 cu ocazia Salonului internaţional al invenţiilor de la Viena i s-a decernat Medalia de aur — enunţăm:

— preţul scăzut al materiei prime cu circa 25% la 30 %, eliminîndu-se necesitatea elaborării oţelurilor speciale de pile;

— trecerea directă după forjare la ascuţirea pilelor fără aplicarea vreunui tratament intermediar de recoacere care ar putea produce decarburarea pe o zonă destul de mare, de ordinul a 0,5 mm — 0,6 mm grosime ;

— ascuţirea pilelor fabricate din oţeluri cu conţinut scăzut de carbon se poate face numai în stratul superficial pentru înlăturarea unui strat subţire oxidat;

— eliminarea completă a apariţiei microfisurilor, fisurilor şi a crăpăturilor la călire care se ivesc foarte des în timpul aplicării procedeului clasic de fabricaţie şi care constituie o importantă sursă de rebuturi;

— pilele obţinute prin acest nou procedeu pot fi rectificate la rece;

— durabilitatea în exploatare a pilelor fabricate din oţeluri de construcţie creşte cu circa 50%, comparativ cu cea a pieselor fabricate din oţeluri aliate prin aplicarea procedeului clasic;

— tratamentul termochimic conform noii tehnologii se realizează în cuptoare-băi cu o compoziţie ieftină. Procesele chimice care au loc asigură obţinerea unui strat de structură complexă fără separarea cementitei sau a austenitei pe partea superioară a dintelui, iar stratul superficial prezintă o duritate de minimum 800 HV;

— exploatarea băii de tratare nu necesită nici un fel de măsuri speciale;

— micşorarea consumului de scule la danturare;

— noua tehnologie poate fi aplicată fără investiţii speciale mari şi asigură pilelor o calitate excepţională la un preţ de cost redus.

Aplicat cu succes în producţia curentă la Fabrica de pile din Bucureşti, acest procedeu a permis reducerea ciclului de fabricaţie cu 10%, a costului de fabricaţie cu circa 30% şi creşterea durabilităţii pilelor de la 40 la 60% în raport cu pilele realizate din oţeluri speciale.

Datorită marilor avantaje economice pe care le prezintă utilizarea acestei noi tehnologii, numeroase firme din Elveţia, Polonia, Austria etc. şi-au exprimat dorinţa de a-o folosi şi ele.

K.E.

NOI MATERIALE DOCUMENTARE

Cum ne informăm asupra produselor asimilate în fabricaţia curentă a industriei româneşti constructoare de maşini?

În prezent industria românească constructoare de maşini, ca o reflectare a unei strategii consecvente de modernizare şi diversificare, oferă beneficiarilor săi un evantai extrem de larg de produse, cifrate la peste 10 000 de produse complexe şi peste 150 000 de tipodimensiuni.

Acest volum impresionant de tipuri de produse ridică probleme dificile pe planul **asigurării unui număr minim de informaţii necesare beneficiarilor**, care urmează să decidă asupra achiziţionării sau utilizării produselor în fazele de proiectare, sau dacă informaţiile sînt insuficiente — să efectueze o fază intermediară de documentare aprofundată.

Întrucît problemele colectării, clasificării, stocării şi difuzării unui minim de informaţii despre produse necesită o tratare adecvată, Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele a trecut la construirea treptată a unui **sistem de informare asupra produselor industriei construcţiilor de maşini (SIP)**.

În cele ce urmează se prezintă cîteva principii care stau la baza constituirii sistemului de informare asupra **produselor asimilate în fabricaţia curentă**:

a) Informarea este efectuată pe două **niveluri de aprofundare a informaţiilor** (care corespund şi unor necesităţi diferite ale beneficiarilor), pentru fiecare nivel fiind stabilit un număr minim de informaţii, şi anume:

— **informarea de tip „nomenclator"**, care asigură cunoaşterea denumirii produsului şi a caracteristicii de bază, a denumirii producătorului şi a preţului (informaţii distincte pe fiecare tipodimensiune); această informare este utilă atunci cînd produsul este cunoscut de beneficiar, care trebuie să întocmească comanda de achiziţie sau să efectueze calcule de deviz;

— **informare de tip „fişă tehnică"**, ce asigură cunoaşterea unei scurte descrieri, a principalelor caracteristici tehnice şi domeniul de utilizare şi a unei schiţe tehnice de principiu; această informare este utilă cînd produsul nu este cunoscut, sau cînd sînt necesare date tehnice suplimentare pentru utilizarea lor în cadrul unor proiecte.

b) **Clasificarea folosită** pentru regăsirea informaţiilor (la nivelul produselor) este „Clasificarea generală a produselor şi serviciilor din R. S. România", care este un sistem ierarhizat de clasificare, devenit obligatoriu din anul 1971 în toate sistemele de evidenţă şi în relaţiile contractuale.

Ca urmare, publicaţiile vor fi constituite pe principiul tematic (grupă de produse), soluţie evident preferabilă pentru beneficiari, în raport cu sistemul practicat pînă în prezent (cataloage „de firmă").

c) Ciclul de colectare, prelucrare şi difuzare a informaţiilor este constituit astfel:

— executanţii produselor au obligaţia de a transmite la O.D.P.T.-M.I.C.M.G., retroactiv şi apoi continuu, fişele tehnice ale produselor;

— O.D.P.T.-M.I.C.M.G. asigură sistematizarea informaţiilor, difuzarea lor pe calea unor cataloage şi nomenclatoare tematice retrospective şi posibilitatea consultării unor fişiere (care conţin şi eventualele modificări dintre două reeditări).

Deoarece difuzarea informaţiilor pe calea unor mijloace tipografice este neoperativă şi costisitoare, cataloagele se difuzează multiplicate prin procedeul Offset-Romayor, ediţiile tipărite urmînd a fi realizate la reeditări.

d) Dat fiind volumul mare de informaţii ce urmează a fi colectate şi difuzate, sistemul de informare va fi realizat în etape, după cum urmează:

— **Etapa 1 (difuzarea cataloagelor de fişe tehnice)**; începută în anul 1972 (17 volume difuzate), continuă în anul 1973 (21 volume în curs de elaborare) şi va fi încheiată în anul 1974; în viitor (începînd cu anul 1974), se are în vedere reeditarea întregului ciclu de circa 50 volume (la perioade de 2—3 ani), cu această ocazie urmînd a fi cuprinse şi produsele similare executate de alte unităţi decît cele din subordinea M.I.C.M.G. şi M.I.C.M.U.E.

— **Etapa 2 (difuzarea nomenclatoarelor de produse)**; începută cu mijloace „clasice (editoriale)" în anul 1973, va fi încheiată pînă la sfîrşitul anului 1974, în corelare cu acţiunile prevăzute în sistemul preţurilor; într-o posibilă etapă ulterioară, mecanizarea înmagazinării, regăsirii şi sortării acestor informaţii cu calculatorul (inclusiv elaborarea automată a matriţei publicaţiei), operaţie perfect posibilă pentru acest tip de informare, va asigura o operativitate deosebită în faza de difuzare.

Deoarece sistemul de informare descris urmează a se constitui în etape, este evident că, pe toată durata constituirii sale, va coexista cu unele dintre actualele instrumente de informare puse la dispoziţia beneficiarilor de către diferiţi factori responsabili (prospecte, cataloage de prospecte şi nomenclatoare de firmă, cataloage de preţuri etc.).

Pentru informarea cititorilor revistei „Construcţia de Maşini" considerăm utilă o listă (în ordinea apariţiei) a

Tabela 1

Codul catalogului	Titlul catalogului
CO — 6	Grupa principală 319 MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ
CO — 7	Grupa principală 331 MAŞINI-UNELTE DE PRELUCRARE A METALELOR PRIN AŞCHIERE
CO — 10	Grupa principală 364 MAŞINI ŞI UTILAJE TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII ŞI LUCRĂRI RUTIERE
CO — 11	Grupa principală 384 MIJLOACE DE MĂSURARE A MĂRIMILOR GEOMETRICE ŞI MECANICE
CO — 14	Grupa principală 403 ACUMULATOARE ŞI PILE ELECTRICE
CO — 2	Grupele principale 309 ; 311 RULMENŢI. LAGĂRE CU ALUNECARE
CO — 5 Vol. I şi vol. II	Grupele principale 314 ; 315 ; 316 ; COMPRESOARE, UTILAJE ŞI INSTALAŢII PENTRU VENTILAŢIA ŞI CONDIŢIONAREA AERULUI. UTILAJE ŞI INSTALAŢII FRIGORIFICE
CO — 9	Grupa principală 351 MAŞINI ŞI UTILAJE TEHNOLOGICE SPECIFICE PRELUCRĂRII LEMNULUI
CO — 4	Grupa principală 313 ELEMENTE DE CONSTRUCŢII PENTRU APARATE DE CALE ŞI LINII DE CAI FERATE
CO — 16	Grupele principale 411 ; 412 ; MAŞINI ELECTRICE ROTATIVE
CO — 15	Grupa principală 404 CORPURI DE ILUMINAT

Cataloagelor tematice de fişe tehnice ale produselor asimilate în fabricaţia curentă, care au fost difuzate pe bază de abonament **în anul 1972** de către O.D.P.T.-M.I.C.M.G. (tabela 1) (tirajele sînt epuizate, dar publicaţiile pot fi consultate în bibliotecile întreprinderilor).

De asemenea, informăm cititorii că, în continuarea acţiunilor de constituire a sistemului de informare descris, **în cursul anului 1973** vor fi difuzate alte cataloage (tabela 2) (care pot fi obţinute prin abonament de întreprindere la O.D.P.T.-M.I.C.M.G., Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti — cu un preţ orientativ de 50 lei/volum).

Ing. *Joiţa Paul*

Tabela 2

Codul catalogului	Titlul catalogului
CO — 21 Vol. I şi vol. II	Grupa principală 348 MAŞINI, UTILAJE ŞI INSTALAŢII TEHNOLOGICE SPECIFICE AGRICULTURII ŞI SILVICULTURII
CO — 8	Grupele principale 310, 1 ; 306 ACCESORII DIN METAL PENTRU ELEMENTE DE CONSTRUCŢII. PRODUSE PENTRU INSTALAŢII DE ALIMENTARE CU APĂ, SANITARE ŞI DE ÎNCĂLZIRE
CO — 22 vol. I şi vol. II	Grupele principale 359 ; 361 ; 362 ; MAŞINI ŞI UTILAJE TEHNOLOGICE SPECIFICE INDUSTRIEI ALIMENTARE
CO — 23	Grupele principale 369 ; 371 ; 372 ; TRACTOARE, AUTOVEHICULE, REMORCI
CO — 24	Grupele principale 381 ; 382 ; UTILAJE DE RIDICAT, TRANSPORTAT ŞI MANIPULAT
CO — 1	Grupa principală 305 ARMĂTURI METALICE INDUSTRIALE
CO — 29 vol. I şi vol. II	Grupele principale 405 ; 406 ; 407 ; CABLURI, CONDUCTE ŞI ARMĂTURI ELECTRICE
CO—17 vol. I şi vol. II	Grupele principale 326; 327·2; SDV-URI ŞI UNELTE MANUALE SPECIFICE INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
CO — 20	Grupele principale 332 ; 333 ; 334 ; 344 MAŞINI, UTILAJE ŞI INSTALAŢII PENTRU TURNĂTORII, DEFORMARE PLASTICĂ, TRATAMENT TERMIC ŞI SUDURĂ
CO — 30	Grupele principale 409 ; 425 ; 427 ; APARATE ELECTRICE DE UZ CASNIC. RECEPTOARE DE RADIO ŞI TELEVIZIUNE
CO — 32 vol. I, vol. II şi vol. III	Grupa principală 417 APARATAJ ELECTRIC DE JOASĂ TENSIUNE (inclusiv relee electrice)
CO — 28	Grupa principală 408 SURSE ELECTRICE DE LUMINĂ
CO — 33	Grupa principală 426 IZOLATOARE ELECTROTEHNICE
CO — 26	Grupele principale 388 ; 389 ; APARATE ELECTRICE ŞI ELECTRONICE DE MĂSURARE A MĂRIMILOR ELECTRICE ŞI MAGNETICE
CO — 31	Grupele principale 413 ; 415 ; 416 ; TRANSFORMATOARE ŞI AUTOTRANSFORMATOARE. CONDENSATOARE PENTRU INSTALAŢII DE FORŢĂ. APARATAJ ELECTRIC DE ÎNALTĂ TENSIUNE

Manualul inginerului mecanic. Tehnologia construcţiilor de maşini

Bucureşti, Editura tehnică, 1972.

Specialiştilor din construcţia de maşini li s-a îmbogăţit literatura tehnică prin apariţia, în anul 1972, a ,,Manualului inginerului mecanic. Tehnologia construcţiilor de maşini", care prezintă problemele fundamentale teoretice şi practice ale tehnologiei construcţiilor de maşini, constituind primul manual ingineresc de acest fel apărut în ţara noastră.

Lucrarea cuprinde domeniile fundamentale de activitate : proiectare, prelucrare, asamblare şi control. Sînt prezentate pe scurt procedeele tehnologice utilizate în construcţii de maşini şi aparate, atît cele clasice cît şi cele moderne (neconvenţionale), insistîndu-se mai ales pe acestea din urmă datorită noutăţilor pe care le prezintă şi eficienţei economice superioare. Sînt prezentate, de asemenea, şi unele procedee tehnologice cu totul noi care, pe plan mondial, se găsesc încă în faza de aplicare semiindustrială, sau numai în fază de încercări de laborator, dar care au premise de a se impune în viitorul apropiat.

În lucrare este prezentată, pe scurt, şi teoria ce stă la baza diferitelor procedee tehnologice, aceasta fiind necesară deoarece cunoaşterea în ansamblu a problemei duce la fixarea corectă a domeniului de aplicare şi dă posibilitatea alegerii soluţiei optime.

Cuprinsul lucrării : precizia de prelucrare a pieselor, calitatea suprafeţelor, semifabricate, adaosuri de prelucrare, probleme tehnico-organizatorice, norme şi normative, principii de automatizare a proceselor tehnologice în construcţia de maşini, prelucrarea materialelor metalice prin turnare, prelucrarea materialelor metalice prin deformare plastică, prelucrarea tablelor, sudarea, lipirea materialelor metalice, tăierea, fabricarea pieselor din pulberi metalice, prelucrarea materialelor metalice prin aşchiere, prelucrarea materialelor prin eroziune, tratamente termice şi termochimice a oţelurilor şi fontelor, coroziunea şi protecţia materialelor metalice, prelucrarea materialelor plastice, proiectarea proceselor tehnologice de prelucrare, proiectarea şi construcţia dispozitivelor, studiul tehnico-economic al procedeelor şi proceselor tehnologice, proiectarea proceselor tehnologice de asamblare, echilibrarea în tehnologia asamblării, tehnologia îmbinărilor, mecanizarea şi automatizarea operaţiilor de asamblare, lucrări de încheiere în tehnologia asamblării, organizarea controlului tehnic în construcţia de maşini, controlul calităţii materialelor metalice, mecanizarea şi automatizarea controlului tehnic, controlul asamblărilor şi al pieselor de formă complexă şi protecţia muncii în construcţia de maşini.

Materialul acestui volum a fost elaborat de un colectiv larg de specialişti din uzine, institute de învăţămînt superior, institute de proiectare şi cercetare, sub coordonarea prof. dr. doc. şt. Aurel Nanu.

Lucrarea este adresată inginerilor mecanici, în special celor care se ocupă cu probleme de tehnologie şi proiectare, dar poate fi folositoare şi inginerilor din alte specialităţi, tehnicienilor şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior cu profil mecanic.

★

Acest volum face parte din seria de trei volume ale ,,Manualului inginerului mecanic". Celelalte două volume, care se află în curs de pregătire, vor cuprinde : materiale, rezistenţa materialelor şi vibraţii (unul dintre volume) şi organe de maşini şi mecanisme (celălalt volum).

,,Manualul inginerului mecanic" (în trei volume) în actuala ediţie apare într-o elaborare nouă, la zi cu progresele cele mai recente ale tehnicii în acest domeniu.

Ing. Al. *Tomuţa*

Perfecţionarea organizării şi conducerii vieţii economice, de stat şi sociale

Bucureşti, Editura politică, 1972.

Editura politică în colaborare cu Academia de Ştiinţe sociale şi politice a R.S. România a editat lucrarea intitulată ,,Perfecţionarea organizării şi conducerii vieţii economice, de stat şi sociale", ca un rezultat al grupării unor studii de mare actualitate privind politica ştiinţifică a P.C.R. în acest domeniu.

Autorii au pornit de la ideea conducătoare exprimată de tov. Nicolae Ceauşescu : ,,Partidul porneşte de la principiul verificat de viaţă că formele şi metodele de conducere şi organizare socială nu sînt imuabile, stabilite o dată pentru totdeauna, că ele trebuie continuu perfecţionate în pas cu schimbările ce se produc în viaţă, cu sarcinile pe care le impune procesul obiectiv al dezvoltării materiale şi spirituale a societăţii".

Dezvoltarea complexă a vieţii economice, politice şi spirituale imprimă necesitatea de găsire continuă a noilor forme şi metode de conducere şi organizare a vieţii social-politice.

Lucrarea, în ansamblul ei, reprezintă un studiu profund al fenomenelor actuale de dezvoltare a vieţii sociale din România, o prezentare a politicii ştiinţifice a partidului nostru în procesul obiectiv de făurire a societăţii socialiste multilateral dezvoltate, de prezentare a României în contextul lumii contemporane.

Lucrarea se împarte în cinci capitole mari : Primul capitol ,,Probleme generale ale făuririi societăţii socialiste multilateral dezvoltate" cuprinde următoarele articole :

1. ,,Societatea socialistă multilateral dezvoltată — etapă nouă a revoluţiei economico-sociale" (autor Manea Mănescu) tratează edificarea acestei etape ca un proces economic-social complex realizabil într-o perioadă istorică mai îndelungată, deoarece ţara noastră are de rezolvat probleme specifice unor economii în curs de dezvoltare. Articolul subliniază direcţiile, obiectivele mari urmărite în această etapă, cu privire la dezvoltarea accelerată a economiei, la eficienţa economică, la cercetarea ştiinţifică şi învăţămînt, la ridicarea nivelului de trai etc.

2. ,,Conducerea politică de către P.C.R. a întregii activităţi de făurire a societăţii socialiste multilateral dezvoltate" (autor Gheorghe Pană) prezintă Partidul Comunist Român ca exponentul cel mai fidel al aspiraţiilor poporului român, iar rolul conducător al partidului ca un rezultat obiectiv al noilor relaţii sociale, care, prin acţiune ştiinţifică, orientează dezvoltarea societăţii spre viitorul comunist.

3. ,,Contradicţiile şi modalitatea rezolvării lor în economia socialistă" (autor N. N. Constantinescu) se ocupă de studiul sistemului de contradicţii existent în socialism şi de rezolvarea lor ca un factor care contribuie la înaintarea societăţii umane pe trepte superioare. Principalele categorii de contradicţii sînt : contradicţiile din sînul forţelor de producţie ; contradicţiile din sfera raportului forţe de producţie — relaţii de producţie ; contradicţiile interne ale fiecărei relaţii de producţie, respectiv ale fiecărei legi economice obiective a socialismului ; contradicţiile dintre legile economice obiective şi formele lor de manifestare ; contradicţiile dintre politica economică şi cerinţele legilor economice etc.

4. ,,Cu privire la contradicţiile societăţii socialiste" (autor Radu Florian) cuprinde probleme ca : tipuri de contradicţii sociale, aspecte specifice ale contradicţiilor societăţii socialiste, aspecte ale rezolvării şi depăşirii contradicţiilor în socialism.

5. ,,Societatea socialistă şi cerinţele conducerii sale ştiinţifice" (autor Ilie Rădulescu) este articolul care încheie primul capitol şi cuprinde probleme ca : direcţionarea ştiinţifică a activităţii constructive a poporului — factor important al progresului social ; activitatea de organizare, îndrumare şi control în cadrul conducerii societăţii etc.

Celelalte capitole cuprind :

II. ,,Probleme ale perfecţionării conducerii şi planificării economiei naţionale", cu următoarele articole :

— ,,Căile de ridicare a eficienţei economice în industrie" (autor Ilie Verdeţ) ;

— ,,Planul — instrument al politicii economice a partidului" (autor Maxim Berghianu);
— ,,Programul amplu de extindere a bazei de materii prime" (autor Bujor Almăşan);
— ,,Conducere, economie, societate" (autor Mihai Drăgănescu".
— ,,Perfecţionarea repartizării pe teritoriu a forţelor de producţie" (autor Ion St. Ion);
— ,,Folosirea preţului în optimizarea producţiei şi a comerţului exterior" (autor Gh. Gaston Marin);
— ,,Agricultura socialistă pe coordonatele modernizării şi înaltei eficienţe" (autor Angelo Miculescu);
— ,,Mutaţii calitative în dezvoltarea agriculturii" (autor Oprea Parpală);
— ,,Un rol activ instrumentelor financiare în mecanismul conducerii şi planificării economiei naţionale" (autor Iulian Văcărel).

Capitolele III şi IV se referă la ,,Perfecţionarea conducerii vieţii sociale" şi la ,,Perfecţionarea activităţii ideologice" unde se tratează rolul sindicatelor, al consiliilor populare, participarea naţionalităţilor conlocuitoare, implicaţiile programului ideologic în creaţia literară artistică, problema pregătirii cadrelor, politica P.C.R. de promovare a ştiinţei etc. Articolele sînt semnate de personalităţi de seamă, cu răspunderi în domeniile respective (Virgil Trofin, Dumitru Popescu, Petre Blajovici, Leonte Răutu, Miu Dobrescu etc.).

În ultimul capitol ,,Probleme ale relaţiilor internaţionale" articolele se referă la participarea tot mai activă a României pe plan internaţional.

Lucrarea constituie o contribuţie substanţială la cunoaşterea şi înţelegerea principalelor laturi ale politicii de edificare a socialismului multilateral dezvoltat în România.

A. Lazarovici

Virgiliu Anghelescu ,,Elemente de ergonomie aplicată"

Editura Politică, Bucureşti, 1971

În colecţia ,,Organizare — Conducere" (Biblioteca organizării şi conducerii ştiinţifice), Editura Politică se preocupă să informeze cititorii cu problemele teoretice şi aplicative ale evoluţiei contemporane a societăţii omeneşti.

În acest ciclu este cuprinsă şi lucrarea ,,Elemente de ergonomie aplicată", autor Virgiliu Anghelescu, expert principal CEPECA în probleme de organizare a muncii.

Lucrarea, deosebit de actuală, îşi propune să trateze unele probleme importante în condiţiile revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane, şi anume: sistemele de organizare pentru integrarea omului în procesul muncii nu ca un simplu element al producţiei, ci ca un participant cu totalitatea funcţiilor fizice, psihice şi intelectuale.

Procesul de mecanizare şi automatizare a producţiei, trăsătură specifică dezvoltării actuale a forţelor de producţie, solicită participarea completă a lucrătorului. Pentru ca munca să fie mai eficientă, ea trebuie să fie mai bine adaptată factorului uman. De aceea, studierea complexă a tuturor condiţiilor şi influenţelor pe care le suferă omul în producţie, devine imperios necesară. Participarea diferitelor discipline care concură la integrarea cît mai bună a fiinţei umane în producţia materială este studiată de *ergonomie*, o ştiinţă relativ nouă a cărei denumire a fost propusă în anul 1949 la o consfătuire internaţională ţinută la Oxford.

În lucrare, autorul prezintă ergonomia ca fiind ,,ansamblul integrat al ştiinţelor care permite obţinerea cunoştinţelor privitoare la munca umană, necesare pentru a fundamenta în mod raţional şi optim adaptarea muncii la om şi a omului în meseria sa, în scopul creşterii continue a productivităţii muncii sociale, în condiţiile economisirii efortului uman" (p. 29).

De aici se poate desprinde ideea că această ştiinţă se ocupă de cunoaşterea procesului de desfăşurare a muncii sub toate aspectele: uman, social, economic şi tehnic, în vederea economisirii efortului omului şi a creşterii productivităţii muncii.

Bine documentat, bazîndu-se pe studiul şi experienţa realizate pe plan mondial, autorul se înscrie printre primii care s-au ocupat de răspîndirea ergonomiei în întreprinderile industriale din ţara noastră.

Urmărind cuprinsul prezentei lucrări, cele opt capitole sînt orientate pentru înarmarea conducătorilor din întreprinderile româneşti cu problemele cele mai importante ale ergonomiei aplicate.

Primele trei capitole se ocupă de definirea ergonomiei ca o cerinţă a progresului social, de analiza energiei organismului uman sub aspectul fiziologiei muncii şi al oboselii, şi de posibilităţile de analiză a consumului de energie în determinarea oboselii.

Următoarele două capitole se ocupă de:

a) principiile şi regulile ergonomiei pentru economisirea mişcărilor şi reducerea oboselii;

b) concepţia locului de muncă, a comenzilor, aparatelor, utilajelor şi sculelor.

Capitolul 6 se referă la factorii de ambianţă (iluminat, culoare, zgomot, temperatură, aerisire, factori de ambianţă psihologică).

Lucrarea se încheie cu două capitole care se referă la lista de control ergonomic şi la indicatorii de eficacitate şi principiile de ergonomie în întreprindere.

Fiind o lucrare de strictă actualitate, ea constituie un instrument valoros în organizarea ştiinţifică a muncii în întreprinderile industriale.

A. Lazarovici

Teze de doctorat

susţinute în semestrul II 1972

1. *Ion Asavinei* — I.P. Facultatea de Construcţii aerospaţiale: ,,Contribuţii la elaborarea metodelor şi realizarea instalaţiilor pentru reproducerea scării internaţionale practice de temperatură".
2. *Ioan Constantinescu* — I. P. ,,Gh. Gheorghiu-Dej: ,,Stări de eforturi unitare în recipientele cilindrice cu fund plan solicitate cu presiune interioară".
3. *Ioniţă Olteanu* — Academia de studii economice: ,,Dimensiunea optimă a întreprinderii industriale".
4. *Vertan Gheorghe* — I. P. — Facultatea de energetică: ,,Metode de calcul hidraulic şi economic ale turbinelor hidraulice etajate".
5. *Mihai F. Pielmuş* — I. P. ,,Gh. Gheorghiu-Dej": ,,Contribuţii teoretice şi experimentale la cinematica şi cinetostatica regulatorului mecanic al motorului diesel 12 LDA-28 de pe locomotiva diesel electrică 060-DA din parcul CFR.
6. *Sjiljana Pilic-Rabadan* — I.P. ,,Traian Vuia"-Timişoara, Facultatea de mecanică: ,,Influenţa unor parametri geometrici ai rotorului asupra caracteristicilor cavitaţionale ale pompelor radial-axiale".
7. *Mircea Radeş* — I. P. Facultatea T.C.M.: ,,Amortizarea vibraţiilor în sisteme deformabile cu parametrii distribuiţi".
8. *Vasile Stoica* — Institutul politehnic — Bucureşti: ,,Contribuţii la studiul comportării la variaţii de temperatură a lagărelor elastice de tip bandă".
9. *Suhăreanu Eugen* — Institutul politehnic — Bucureşti: ,,Sinteza reţelelor corectoare pentru transmisiuni multiple".
10. *Petre P. Terzi* — Institutul politehnic — Bucureşti: ,,Contribuţii la dimensionarea ventilatoarelor".
11. *Tudor Gh. Ioan* — Inst. de petrol, gaze şi geologie: ,,Cercetări privind lagărele sapelor cu trei conuri, utilizate la forajul de mare adîncime".

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

A IV-a consfătuire „Îmbunătăţirea calităţii producţiei pieselor forjate" (Cluj, 8—9 decembrie 1972)

Între 8 şi 9 decembrie 1972 a avut loc la Cluj, cea de-a IV-a consfătuire tehnico-ştiinţifică a specialiştilor din domeniul forjării metalelor, organizată de Direcţia generală de dezvoltare tehnică şi investiţii din M.I.C.M.G., Catedra de maşini-unelte de prelucrare la cald a Facultăţii de mecanică de la Institutul Politehnic-Cluj şi Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor.

Consfătuirea a devenit o manifestare tradiţională şi organizarea sa în acest an la Cluj, pe lîngă o instituţie de învăţămînt superior. constituie un progres în cadrul acţiunii de integrare învăţămînt — cercetare — producţie.

La lucrări au participat circa 100 persoane din uzinele, institutele de cercetare şi proiectare ale M.I.C.M.G. catedrele universitare din Cluj, Bucureşti şi Braşov şi invitaţi din domeniul siderurgiei, industriei uşoare, standardizării şi reţelei de publicaţii tehnice.

Au fost prezenţi şefi de catedre şi colectivele lor de la institutele politehnice din Cluj, Bucureşti şi Braşov, metalurgi şefi şi şefi de secţii din uzine, şefi de ateliere de proiectare şi cercetare, tehnologi, proiectanţi şi cercetători.

Lucrările prezentate au exprimat preocupările tipice în domeniul cercetării şi dezvoltării tehnologice din institute şi uzine asupra proceselor de deformare plastică, utilajelor de forjare-presare, utilajelor de încălzire, tehnologiilor de control al calităţii şi rezultatele experimentărilor de noi procese.

Caracterul general al consfătuirii a fost de corelare a studiilor teoretice cu experimentările practice şi rezultatele obţinute în producţia industrială.

Din ansamblul lucrărilor prezentate s-au desprins cele ale şcolii de la Cluj : — prof. dr. ing. I. Drăgan ,,În legătură cu comportarea plastico-vîscoasă a metalelor" ; prof. dr. ing. V. Moldovan : Rigiditatea dinamică a batiului preselor mecanice" ; şef de lucrări ing. L. Stan : ,,Procedee şi utilaje pentru încălzirea fără oxidare sau cu oxidare redusă" ; ale atelierului de specialitate de la I.C.T.C.M., ing. C. Găzdaru : ,,Aspecte ale cercetării tehnologice pentru forjarea liberă a pieselor de performanţă din lingou" şi ing. Popescu A. V : ,,Realizări şi direcţii de dezvoltare în extruziunea la cald".

Uzinele au fost reprezentate prin o serie de referate originale şi interesante ca : ,,Îmbunătăţirea calităţii pieselor forjate grele", de ing. Alexandru T. E. Jeleaşcu şi R. Ştefăniţă de la UMGB ; ,,Mărirea durabilităţii matriţelor de forjare prin placare" de ing. Roth I., Bîrsan I. şi Arvay A., de la Uzina de Autocamioane-Braşov sau ,,Prelucrarea la cald a oţelurilor rezistente la uzură", de ing. Fr. Lammert, de la Uzina de Vagoane-Arad.

De asemenea au fost prezentate, cu acest prilej, rezultatele primei lucrări de ,,design" în acest domeniu privind presa hidraulică de 150 tf. realizată de un colectiv de la I. P. Cluj, condus de ing. A. Roşu.

Lucrările consfătuirii au scos în evidenţă necesitatea continuării şi întăririi colaborării învăţămînt-cercetare-producţie, conducînd la stabilirea unor acţiuni concrete pentru elaborarea de programe complexe de cercetare — proiectare în domeniul mijloacelor de încălzire în forje, a utilajelor de presare-forjare, creşterea preciziei pieselor forjate, şi de continuare a programelor M.I.C.M.G. de extindere şi generalizare a tehnologiilor avansate.

Necesitatea colectivelor mixte a reieşit ca un mijloc de soluţionare completă a problemelor de dezvoltare şi de scurtare a ciclurilor cercetare — producţie.

De asemenea, a rezultat utilitatea intensificării schimburilor de informaţii şi a realizării unor stagii scurte în institute, la catedre şi în uzine, pe bază de reciprocitate, în cadrul programelor de cercetare ale M.I.C.M.G.

S-a însuşit totodată ideea ca următoarea consfătuire să fie organizată pe lîngă una dintre forjele importante ale M.I.C.M.G., prevăzîndu-se şi o participare internaţională.

În încheiere, consfătuirea a elaborat o serie de recomandări care vor constitui baza programelor de dezvoltare în acest domeniu care — în prezent — reprezintă o resursă importantă în economia de metal, economia de energie şi calitatea produselor.

Ing. *A. Vasiliu*

Prezenţe româneşti la expoziţia internaţională de aeronautică de la Hanovra şi Cannes, 1972

Expoziţia de la Hanovra care a fost organizată între 21 aprilie — 1 mai 1972 se ţine o dată la doi ani, alternînd cu cea de la Le Bourget — Paris şi rivalizînd în ultimul timp, ca amploare, cu aceasta. Este organizată de asociaţia germană pentru industria aerospaţială şi găzduită pe aeroportul Langenhagen.

La ediţia de anul trecut, au participat majoritatea ţărilor care dispun de o puternică industrie aeronautică, precum şi o serie de ţări în care această industrie este în plină dezvoltare. Gama exponatelor a fost completă : de la planoare şi avioane de sport, la uriaşele avioane supersonice, cu sute de locuri.

S-au expus, de asemenea, sisteme de propulsie, aparatură electrică şi electronică, sisteme şi agregate hidraulice, echipamente pentru zbor la mare altitudine, echipamente de salvare etc.

O serie de firme au prezentat numeroase instalaţii de sol pentru uzul aviaţiei, ca de pildă simulatoare de zbor, utilaje mecanizate de aerodrom, staţii de dirijare a zborului, aparatură meteorologică, bancuri de probă pentru motoare etc.

Industria spaţială a expus aparatură pentru sateliţi artificiali şi chiar pentru nave cosmice şi o serie de alte elemente din acest domeniu tehnic de avangardă.

Expoziţia a constituit o adevărată paradă a ultimelor realizări în materie, fiind deosebit de interesantă nu numai prin performanţele produselor aeronautice prezentate, ci şi printr-o serie de soluţii tehnologice noi, aplicate în fabricaţia acestora. În ceea ce priveşte firmele constructoare, ele au avut posibilitatea să sondeze tendinţele pieţei şi deci să-şi determine direcţiile de dezvoltare pentru următorii ani.

S-a constatat, cu această ocazie, că aviaţia utilitară şi sportivă cîştigă din ce în ce mai mulţi adepţi, inclusiv în ţările în curs de dezvoltare.

România a prezentat la expoziţia de la Hanovra avionul agro-silvic IAR-822 şi planorul de performanţă IS-29 D*).

Al 8-lea salon internaţional de aviaţie uşoară de la Cannes, 20—28 mai 1972 a fost organizat pe aeroportul Mandelieu, fiind prezentate aeronave de turism, şcoală, utilitare, sportive etc.

Industria aeronautică română a participat cu avioanele IS-24 (aerotaxi-sanitar-paraşutism-aerofotogrametrie-remorcaj planoare), IAR-822 şi cu planorul de performanţă IS-29D.

Transportul avioanelor la cele două expoziţii, s-a făcut pe calea aerului, în condiţiuni perfecte. În cadrul programelor de prezentare în zbor, avioanele au executat întreaga gamă de evoluţii pentru categoria din care fac parte, inclusiv demonstraţii de lucru agricol.

O altă prezenţă a produselor aeronautice româneşti în străinătate şi anume a avionului IS-24 şi a planorului IS-29 D, a fost cea din cadrul expoziţiei ,,ROMÂNIA 72", organizată de Camera de Comerţ a R.S.R. între 23 iunie şi 2 iulie 1972, la München — R.F.G.

Tot în anul care a trecut, planorul IS-29D a fost prezentat în zbor în cadrul a numeroase aerocluburi din Austria, R.F.G. Franţa, Belgia, Olanda şi Elveţia.

Aprecierea de care s-au bucurat produsele noastre aeronautice în urma prezentării lor în străinătate ne este foarte favorabilă. Numeroase publicaţii de specialitate au consacrat articole întregi aeronavelor de construcţie românească, ele fiind, de asemenea, prinse în cadrul unor emisiuni de radio şi televiziune din R.F.G., Franţa, Austria.

---

* Caracteristicile şi performanţele acestora au fost prezentate în nr. 10/1972 al revistei noastre.

Am primit propuneri de colaborare din partea unor firme constructoare de avioane şi motoare de prestigiu internaţional (Piper, Robin, Air Continent, Lycoming, Continental etc).

S-au primit, de asemenea, comenzi din R.F.G., Franţa, Austria, Elveţia, produsele fiind în prezent în fabricaţie, pentru livrare în acest an. O serie de contracte pentru avioane şi planoare sînt în curs de perfectare.

Ing. *Scepchin Edgard*

Manifestări ştiinţifice şi tehnice în 1973

Manifestările ştiinţifice şi tehnice ocupă un loc important în rîndul căilor de informare de tipul conferinţelor, congreselor, simpozioanelor, seminariilor etc. Este recunoscut faptul că informarea prin aceste manifestări ştiinţifice constituie unul dintre mijloacele eficiente de propagare a noutăţilor ştiinţifice şi tehnice contemporane, de care comunitatea ştiinţifică modernă nu se poate lipsi.

Anual au loc peste 2000 de manifestări ştiinţifice naţionale şi mondiale care vehiculează o imensă masă de cunoştinţe, cu care ocazie au loc schimburi de opinii între specialişti din diferite domenii.

Majoritatea acestora se difuzează şi pe calea scrisului, cu o oarecare întîrziere, tipărindu-se sub formă rezumată sau precomprimată, volume conţinînd referate, lucrări susţinute etc.

Lista de faţă cuprinde titlurile manifestărilor ştiinţifice ce vor avea loc în a doua jumătate a anului 1973, în domeniul construcţiilor de maşini, pentru fiecare temă dîndu-se patru indicaţii mai importante. Întrucît datele şi locul nu sînt totdeauna certe, din diferite motive, persoanele interesate se pot adresa organizatorilor (ultima rubrică).

Specialiştii care nu pot participa la manifestările semnalate au posibilitatea de a cunoaşte lucrările publicate de diferite edituri, interesîndu-se, de asemenea, la organizatorul manifestării ştiinţifice.

Data la care are loc manifestarea	Locul	Titlul şi genul lucrării	Organizatorul
1	2	3	4
4 – 8 iunie 1973	Rotterdam Olanda	Al 5-lea congres al Asociaţiei internaţionale de ergonomie	Holland Organizing Centre, 16, Lange Voorhout The Hague, Olanda
12–15 iunie 1973	Belgrad Iugoslavia	A 17-a conferinţă anuală a Organizaţiei europene de control al calităţii	Jugoslovenski savez organizacija za unapredenje kvaliteta i pouzdanosti, 11000 Beograd, Kneza Milosa 9–11, Jugoslavija tel. 335–515
12–15 iunie 1973	Haga Olanda	Al 3-lea simpozion IFAC în problemele identificării şi estimării parametrilor sistemelor	IFAC-1973 c/o Klvl, 23 Prinsessegracht, the Hague, Olanda.
15–17 iunie 1973	Bucureşti România	Simpozionul internaţional: Construcţia (structura) şi cinematica mecanismelor	Prof. N. J. Manolescu, str. Mihail Moxa 3–5, Bucureşti–România
17–21 iunie 1973	Mineapolis SUA	A 60-a conferinţă a societăţii specialiştilor în galvanizare din SUA	AES, 56 Melmore Cardens, East Orange, N.Y. 07017, SUA
17–23 iunie 1973	Dresden RDG	IMEKO VI-Al 6-lea congres al confederaţiei internaţionale pentru măsurare, cu tema ,,Procurarea şi prelucrarea datelor de măsurare pentru scopurile automatizării"	Organisationskomitee des VI, IMEKO-Kongresses, 108 Berlin, Clara Zetkin Strasse 115/117, POB 13–5, RDG
20–22 iunie 1973	Columbus SUA	A 14-a conferinţă de comandă automată	H.R. Weed, Dept, E.E. Ohio State U, Columbus, Ohio 43210, SUA
24–28 iunie 1973	Ierusalim Israel	A 20-a reuniune internaţională ,,Ştiinţele conducerii, ţările în curs de dezvoltare şi priorităţi naţionale"	Institute of Management Sciences, Box 6112, Providence, R.I. 02919, SUA
24–29 iunie 1973	Philadelphia SUA	A 76-a reuniune anuală şi a 21-a expoziţie de încercări de materiale a ASTM	ASTM, 1916, Race St., Philadelphia, Pa., 19103, SUA
iunie 1973	Zagreb Jugoslavia	Seminarul internaţional de frigotehnică şi condiţionare a aerului	ETAN, Jurema 41000 Zagreb, Unska 17, Jugoslavia
iunie 1973	Cardiff Anglia	Simpozionul şi expoziţia ATMEX – Progrese în tehnica măsurării în industrie	University of Wales, Institute of Science and Technology Cathays Park, Cardiff, Wales, Anglia
20–25 august 1973	Cambridge Anglia	Conferinţa internaţională de rezistenţă a metalelor şi aliajelor	Institute of Metals, 17 Belgrave Sq, London, SW1, Anglia
august 1973	Bruxelles Belgia	Adunarea generală şi congresul Institutului internaţional de studiu şi cercetare în domeniul competiţiei comerciale	Rue de Mot 24–26, 1040 Bruxelles Belgia
august 1973	Osaka Japonia	Simpozionul de automatizare în şantierele navale ale Federaţiei internaţionale de prelucrare a informaţiilor (IFIP) în colaborare cu Federaţia internaţională de comandă automată (IFAC)	IFAC, Postfach 1139, Düsseldorf 1, RFG
3–6 sept. 1973	Baden Austria	A 3-a conferinţă internaţională de termodinamică	Prof. F. Kohler, University of Vienna, Währingerstr. 42, A–10 90 Viena, Austria

(continuare tabe l

1	2	3	4
3–7 sept. 1973	Londra Anglia	Al 3-lea congres mondial al Asociației internaționale de relații industriale cu tema ,,Tendințe viitoare în relațiile industriale	154, rue de Lausanne, 1211 Geneva, 22, Elveția
3–7 sept. 1973	Paris Franța	Congresul Asociației internaționale pentru progresul cercetării educaționale	Prof. M. Debesse, 16 rue de la Sorbonne, 75 Paris 5e, Franța
3–9 sept. 1973	Bruxelles Belgia	Simpozionul Uniunii internaționale de mecanică teoretică și aplicată	Prof. Jean Kestens, Laboratoire d'analyse des contraintes, Universite Libre de Bruxelles, av Ad Buyl 87, 1050 Bruxelles Belgia
10–14 sept. 1973	Londra Anglia	A 7-a conferință internațională de pulverizare a metalului (metalizare prin pulverizare)	Welding Institute Abington Hall, Abington, Cambridge CBI 6AL, Anglia
15–22 sept. 1973	Düsseldorf RFG	A 26-a adunare generală a Institutului internațional de sudură	Secretary-General The International Institute of Welding, 54 Princes Gate Exhibition Road, London SW7 Anglia
16–19 sept. 1973	St. Louis SUA	Conferința asupra vibrațiilor	A. B. Conlin, Jr. 345E 47th St, New York, N.Y. 10021, SUA
16–21 sept. 1973	Cambridge Anglia	Al 5-lea simpozion internațional asupra cercetării fundamentale	Tech. Section, BPBMA Plough Place, Fetter Lane, London, EC4A, IAL, Anglia
oct. 1973	Iugoslavia	Al treilea colocviu-masă rotundă internațională asupra sinterizării	Dr Vojin Mikijelj, Organizacioni komitet III MKS (lab. 28) Institut ,,Boris Kidric'' Post, fah 522, 11001 Belgrad, Iugoslavia
22 oct. 2 nov. 1973	Tokio Japonia	A 8-a conferință de construcții de nave ISOTC	c/o Assn, of Marine JIS Sumitorno Bank, Toranomon Building 7, Shiba Kotohiracho, Minato-ku, Tokyo, Japonia
25–26 oct. 1973	Detroit SUA	Conferința de tehnică a activității de conducere	IEEE, Inc. Technical Activities Board 345 East 47th Street, New York, NY 10017, SUA
30 oct. 4 nov. 1973	Philadelphia SUA	Reuniunea departamentului de fizică a plasmei a Societății americane de fizică	Plasma Physic Div., The American Physical Soc., 335 East 45 St., New York, NY 100017, SUA
oct. 1973	Iugoslavia	Conferința internațională pentru cablurile de forță	Iugoslovenski nacionalni komitet medunarodne konference za velike elektricnemreze CIGRE 41000 Zagreb, Berislaviceva 6/1, tel. 445–718
oct. 1973	Ohrid Iugoslavia	Al 4-lea congres iugoslav de turnare (a fontei)	Dr. ing. Milos N. Tomovic, Savez drustava livaca Jugoslavije 11000 Beograd, Karnedzijeva 4/III, Jugoslavia
5–7 nov. 1973	Boston SUA	Conferința cu tema ,,Sistemele, omul și cibernetica''	IEEE, c/o A. Meer, Signatron Inc., 27 Hartwell Ave, Lexington, Mass 02173 SUA
12–14 nov. 1973	San Diego SUA	A 44-a reuniune a Societății de cercetări operaționale din America	J.V Ravienis Res and Adv Techn., MS 7–15, General Dynamics Elec. Dyn, Div., Box. 127, San Diego, Calif, 91122, SUA
nov. 1973	Zagreb Jugoslavia	Bienala de mașini-unelte; seminarii cu participare internațională	Savezni strucni adbor za automatizaciju Jogoslovenskog komiteta za ETAN, Jurema, 41000 Zagreb, Unska 7, Jugoslavia
1–6 dec 1973	Chicago SUA	A 31-a conferință asupra cuptoarelor electrice	American Academy of Dermatology Inc. Sec., 2250 NW Flanders, St. Portland, Ore 97210, SUA

E.A.

◆

Masă rotundă

*Sistemul informaţional-decizional pentru elaborarea proceselor tehnologice în construcţia de maşini**

Conf. dr. ing. Dolfi DRIMER – Institutul politehnic – Bucureşti

Fundamentarea deciziilor tehnologice [1], în condiţiile unui volum sporit de informaţii, necesită constituirea unui ansamblu de mijloace şi metode tehnico-organizatorice de înaltă eficienţă. Astfel, realizarea unui sistem informaţional al metodelor şi mijloacelor de prelucrare a materialelor este o cerinţă obiectivă a dezvoltării tehnice contemporane şi are, prin posibilitatea folosirii calculatoarelor, perspectivele aplicării nu numai la nivelul unei întreprinderi ci chiar pentru una sau mai multe ramuri industriale.

Structura sistemului informaţional-decizional pentru elaborarea proceselor tehnologice în construcţia de maşini este propusă în figura 1.

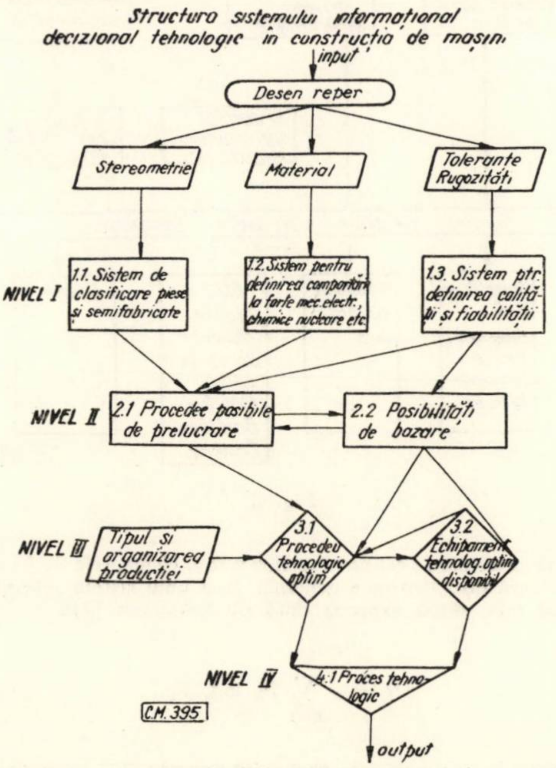

Structura sistemului informaţional decizional tehnologic în construcţia de maşini
input
Desen reper
Stereometrie
Material
Toleranţe Rugozităţi
NIVEL I
1.1. Sistem de clasificare piese şi semifabricate
1.2. Sistem pentru definirea comportării la forţe mec. electr., chimice nucleare etc.
1.3. Sistem ptr. definirea calităţii şi fiabilităţii
NIVEL II
2.1 Procedee posibile de prelucrare
2.2 Posibilităţi de bazare
NIVEL III
Tipul şi organizarea producţiei
3.1 Procedeu tehnologic optim
3.2 Echipament tehnolog. optim disponibil
NIVEL IV
4.1 Proces tehnologic
C.M. 395
output

Fig. 1

Punctul de plecare — input al sistemului — îl constituie desenul produsului finit. Informaţiile conţinute în desen se referă la trei grupuri de elemente: stereometria piesei, materialul folosit şi condiţiile de calitate solicitate (prin toleranţe şi valorile de rugozitate ale suprafeţei).

Corespunzător acestor grupuri, ansamblul sistemului informaţional conţine în primul nivel sistemul de clasificare a pieselor şi semifabricatelor, sistemul de definire a comportării materialului sub acţiunea diverselor forţe posibile de prelucrare mecanice, electrice, magnetice, chimice, atomice, nucleare şi combinaţii între acestea, şi sistemul de asigurare a calităţii şi fiabilităţii.

În nivelul al II-lea al ansamblului sistemului se găsesc două elemente distincte dar legate dinamic: sistemul procedeelor posibile de prelucrare şi sistemul de bazare (aşezarea, strîngerea, măsurarea).

În planul orizontal al nivelului următor — al III-lea — intervine o nouă informaţie primară specifică condiţiilor în care trebuie realizat produsul: tipul şi organizarea producţiei. În corelaţia pe plan orizontal cu această informaţie şi pe plan vertical cu elementele nivelului II se fundamentează deciziile intercondiţionate privind alegerea procedeului tehnologic optim şi alegerea echipamentului tehnologic (maşini-unelte, scule, dispozitive, verificatoare) optim disponibil. Optimizarea deciziilor de pe nivelul III poate avea criterii diferite după necesităţile concrete ale producţiei: preţ de cost minim, productivitatea maximă, fiabilitate maximă sau combinaţii între acestea pe baza teoriei utilităţii.

Ieşirea sistemului — output — îl constituie procesul tenologic de realizare a piesei, care este optim conform teoremei lui Bellman privind condiţii de optimalitate a sistemelor discrete şi deterministe.

Între planele orizontale I—II şi III există o legătură strînsă necesitată de reducerea prin excludere a volumului de informaţii şi decizii. Această legătură, cum şi legăturile din planurile orizontale, sînt simbolizate prin săgeţile din schema figurii 1.

Fiecare grupă de informaţii, numerotată prin două cifre (prima reprezentînd planul orizontal şi cea de a doua numărul de ordine din acest plan), are un conţinut propriu şi complex. În cele ce urmează vor fi expuse numai unele probleme referitoare la grupa 1.1 privind sistemele de clasificare a pieselor şi semifabricatelor.

Din numeroasele încercări de clasificare a pieselor utilizate în construcţia de maşini rezultă un prim adevăr: cu toată diversitatea, aparent infinită, există posibilitatea ca, pe baze statistice, să se definească într-un număr relativ restrîns piesele utilizate în construcţia de maşini. Statisticile efectuate în R.S.C., R.F.G., Anglia şi alte ţări au indicat aproximativ situaţia prezentată în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	Tipul piesei de prelucrat	Incidenţa %	Dispariţia incidenţei %
1	Arbori	22,9	21,4—24,5
2	Flanşe	9,1	8,4—10,5
3	Bucşe, buloane	25,2	22,6—29,6
4	Roţi dinţate	11,8	4,3—17
5	Alte piese de revoluţie	2,5	1,1—4,9
6	Piese plane	9,5	7,9—12,2
7	De tip levier	3,5	2,3—5,3
8	În formă de cutie	2,2	1,3—2,9
9	Formă neregulată	2,3	0,9—3,4
10	Altele, de obicei neprelucrate prin aşchiere	11	6—15,6

Adîncindu-se statistica (în R.S.C., pe 40 000 de repere) privind de exemplu arborii, s-au obţinut datele prezentate în tabela 2.

---

* Lucrare comunicată la sesiunea cadrelor didactice din Institutul Politehnic — Bucureşti, aprilie 1971.

Tabela 2)

Nr. crt.	Criteriul de ordonare	UM	Valoarea	Incidenţa %	Forma curbei de repartiţie
1	Diametrul	mm	25—100	65	gaussiană
2	Lungimea	mm	16—100	15	gaussiană
3	Numărul schimbărilor de diametru	—	0	42	liniară
			1	30	liniară
4	Forma exterioară	—	neted	45	—
			în trepte cu un capăt	32	—
			în trepte cu două capete	23	—
5	Forma interioară	—	fără gaură străpunsă	37	—
			neted în gaură	45	—
			trepte în gaură	12	—
6	Subţiere L/d		1:6,3—1:1	64	gaussiană

Studiul efectuat pe roţile dinţate utilizate în România la producerea motoarelor, autocamioanelor, tractoarelor şi maşinilor — unelte a condus la obţinerea următoarelor rezultate :

Diametre, mm	*Procentaj, %*
sub 50	10
50—80	20
80—125	20
125—200	30
200—320	18
peste 320	2

Posibilitatea statistică de sistematizare a pieselor utilizate în construcţia de maşini impune ca, prin alegerea unui sistem de clasificare adecvat, să se poată determina semifabricatele, succesiunea principalelor operaţii tehnologice, maşinile-unelte necesare etc.

În figura 2 este prezentată o încercare de a ordona diferitele propuneri de sisteme de clasificare a pieselor existente în prezent în circulaţie pe plan mondial. Această prezentare nu este limitativă întrucît se pot imagina încă numeroase sisteme atît prin combinare cît şi prin introducerea unor alte criterii. Descrierea succintă a sistemelor a fost efectuată în lucrarea [1], însă aprecierea lor completă nu poate fi făcută decît prin consultarea surselor iniţiale. Sînt evidente însă necesitatea adaptării în România a unui sistem posibil de prelucrat pe calculatoare şi începerea activităţii de clasificare a pieselor şi semifabricatelor utilizate în construcţia de maşini din ţară.

Avantajele cunoaşterii situaţiei actuale nu se vor manifesta numai în posibilitatea raţionalizării semifabricatelor, a sculelor şi dispozitivelor, a succesiunii operaţiilor tehnologice, a timpilor de maşină şi auxiliari, dar vor determina cunoaşterea tipurilor de maşini-unelte necesare construcţiei de maşini, a gamei materialelor utilizate etc. Culegerea datelor necesare sistemului de clasificare poate fi realizată cu multă eficienţă printr-o activitate organizată în timpul practicii studenţilor în întreprinderile constructoare de maşini, iar prelucrarea datelor poate fi efectuată în cadrul Centrului de calcul al Institutului politehnic — Bucureşti. Apreciem posibil ca în următorii ani să se poată crea bazele sistemului naţional de clasificare a pieselor şi semifabricatelor în industria constructoare de maşini.

Să considerăm creat sistemul 1.1. şi să-i analizăm posibilităţile. Procesul tehnologic la primirea desenului de reper conţine un grad de nedeterminare H. Informaţia poate fi considerată ca atare numai dacă înlătură o anumită nedeterminare a procesului tehnologic. Presupunem existenţa unei codificări a informaţiilor sistemului 1.1. formată din n semne (numere, litere, combinaţii alfanumerice). Fiecare semn introduce o informaţie privind caracteristicile piesei şi semifabricatului.

De exemplu în codul propus de Opitz [3] primul semn, o cifră cu valori între 0 şi 9, indică forma generală exterioară a piesei de rotaţie sau fără suprafeţe de rotaţie — între anumite dimensiuni ; cel de-al doilea semn, elementele de formă exterioară ; cel de-al treilea semn, elementele de formă interioară etc. Entropia generală H a unui sistem informaţional este, după expresia dată de Schannon [4] :

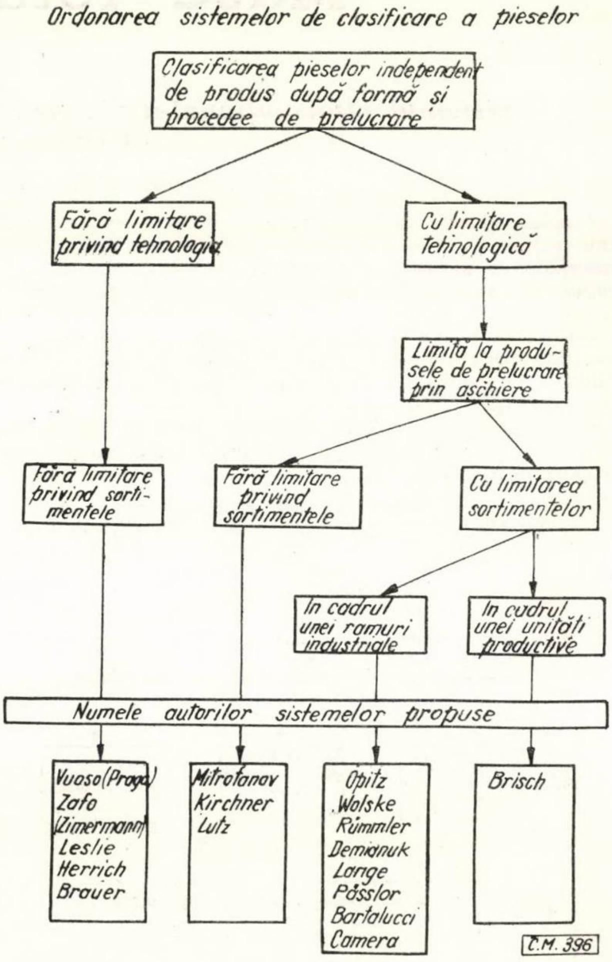

Ordonarea sistemelor de clasificare a pieselor
Clasificarea pieselor independent de produs după formă şi procedee de prelucrare
Fără limitare privind tehnologia
Cu limitare tehnologică
Limită la produsele de prelucrare prin aşchiere
Fără limitare privind sortimentele
Fără limitare privind sortimentele
Cu limitarea sortimentelor
În cadrul unei ramuri industriale
În cadrul unei unităţi productive
Numele autorilor sistemelor propuse
Vuoso(Praga)
Zafo
(Zimermann)
Leslie
Herrich
Brauer
Mitrofanov
Kirchner
Lutz
Opitz
Wolske
Rümmler
Demianuk
Lange
Pösslor
Bartalucci
Camera
Brisch
C.M. 396

Fig. 2

$$H = - \sum_{k=1}^{n} P_k \log_2 P_k$$

P_k fiind în cazul de faţă probabilitatea apariţiei semnului k în şirul de numere n. Analizînd pe baza unui sistem de clasificare piesele care conţin în cadrul unui anumit criteriu (clasă) acelaşi semn (cifră), rezultă pentru o mulţime cercetată probabilitate P_k de apariţie a semnului k şi implicit posibilitatea calculării entropiei pe clase şi pe ansamblul sistemului 1.1. Cu cît valoarea entropiei sistemului H 1.1. va fi mai mică, cu atît cantitatea de informaţii dată de sistem va fi mai mare. Ceea ce va permite pe de o parte să se compare sistemul cu alte sisteme, iar pe de altă parte să se cunoască direcţiile de îmbunătăţire a sistemului.

Să considerăm în continuare reperul R codificat şi el cu n semne. Procesul tehnologic al reperului R va depinde de semifabricatele şi succesiunile tehnologice posibile ale mulţimii de piese E codificate cu aceleaşi semne. Dacă pentru fiecare operaţiune tehnologică a lui E se pot utiliza procedeele $e_1, e_2 \ldots e_l$, fiecare cu probabilităţile $p_1, p_2 \ldots p_l$, atunci procesul tehnologic al lui R pe baza procedeelor

ORSZÁGOS MŰSZAKI DOKUMENTÁCIÓS

$r_1, r_2 \ldots r_m$ va trebui condiţionat de modul de realizare a lui E.

Cazul cel mai simplu îl va reprezenta suprapunerea procedeelor $l_1, l_2 \ldots l_t$ peste procedeele $r_1, r_2 \ldots r_m (t = m)$, fiecare procedeu fiind just cu probabilităţile $p_1, p_2 \ldots p_t$. În majoritatea cazurilor acest lucru nu poate fi realizat şi atunci este necesar de introdus un coeficient de similitudine între procedeul l_q şi r_h sub forma :

$$0 \leqslant p(r_h/e_q) \leqslant 1,$$

care este 0 în absenţa oricărei posibilităţi de similitudine şi 1 cînd $r_h = l_q$.

Adaptarea procedeului tehnologic va fi justă cu probabilitatea π_{qh} dată de expresia :

$$\pi_{qh} = p(l_q)p(r_h/l_q),$$

în care :

$$1 \leqslant q \leqslant n \text{ şi } 1 \leqslant h \leqslant m$$

În mod practic, dacă operaţia de prelucrare a unei piese codificate 11010 (după Opitz) rezultă în analiza statistică că a fost prelucrată conform tabelei 3.

La examinarea concretă a piesei din tabela 3 alegerea procedeului trebuie să aibă în vedere coeficientul de similitudine determinat de posibilitatea obţinerii calităţii, de tipul producţiei, de echipamentul existent etc. Dacă operaţiei nr. 4 i se dă un coeficient de similitudine 0,8 şi operaţiei nr. 1 de numai 0,5, atunci :

$$\pi_{14} = 0,2 \times 0,8 = 0,16$$

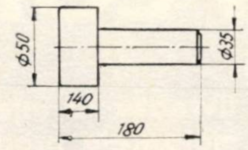
$$\pi_{21} = 0,3 \times 0,5 = 0,15$$

$$\pi_{14} > \pi_{21},$$

justificîndu-se alegerea posibilităţilor de prelucrare date de varianta cu nr. 4.

Tabela 3

Nr. crt.	Procedee de realizare	Probabilitatea efectivă de realizare a lui E
1	Strunjit	0,3
2	Extrudat	2
3	Frezat, strunjit	0,05
4	Strunjit, frezat	0,2
5	Strunjit, broşat	0,05
6	Strunjit, rectifictat plan	0,1
7	Strunjit, rectificat rotund	0,1



BIBLIOGRAFIE

[1] *Drimer, D.* Bazele optimizării proceselor tehnologice în construcţia de maşini. Curs I.P.B. 1971.

[2] *Koloc, I.* Intern. J. of machine tool design and research (Anglia) 9, nr. 2, iun. 1969, p. 65—80

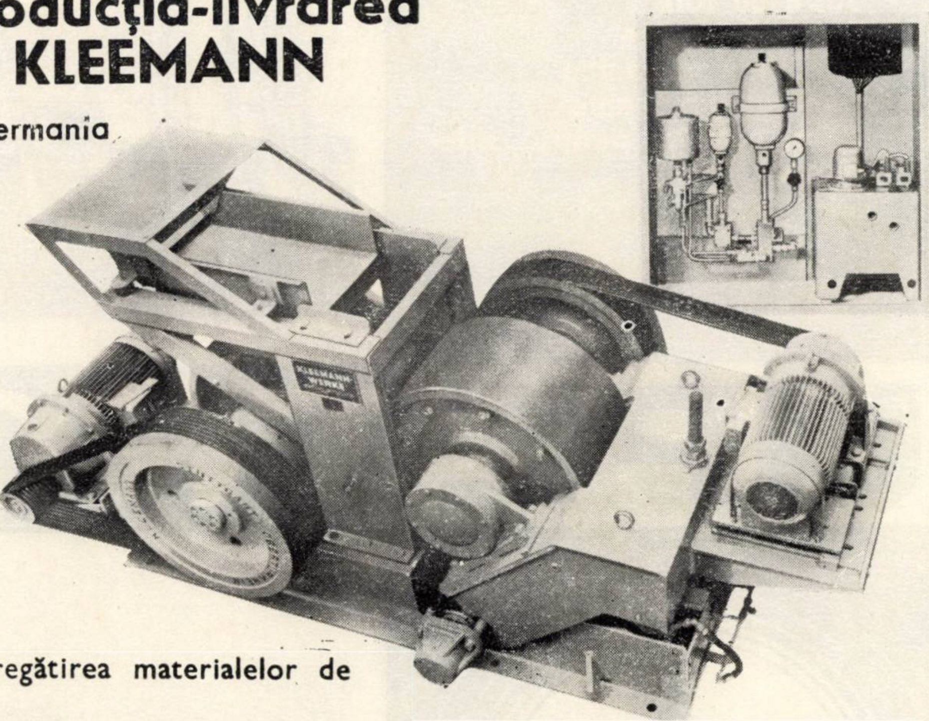
[3] *Opitz, H.* Technica (Elveţia), 18, nr. 19, sept. 1969, p. 1791—1794.

[4] Schannon, C.E. B.S.T.J., 27, nr. 3,4 1948

◆

Planificarea-producţia-livrarea produselor KLEEMANN

din Republica Federală Germania



Programul de livrări :
Instalaţii de laminoare cu cilindri duri
Tambure spălătoare
Spălătorii
Mori cu tuburi
Maşini de ciuruit
Dispozitive pentru evacuarea apei
Concasoare cu fălci
Concasoare giratoare
Concasoare percutante
Concasoare ciocan
Instalaţii complete pentru pregătirea materialelor de construcţie

EXPORTATOR:

KLEEMANN'S VEREINIGTE FABRIKEN

MASCHINENBAU UND EISENGIESSEREI 7000 STUTTGART 61 (OBERTÜRKHEIM)

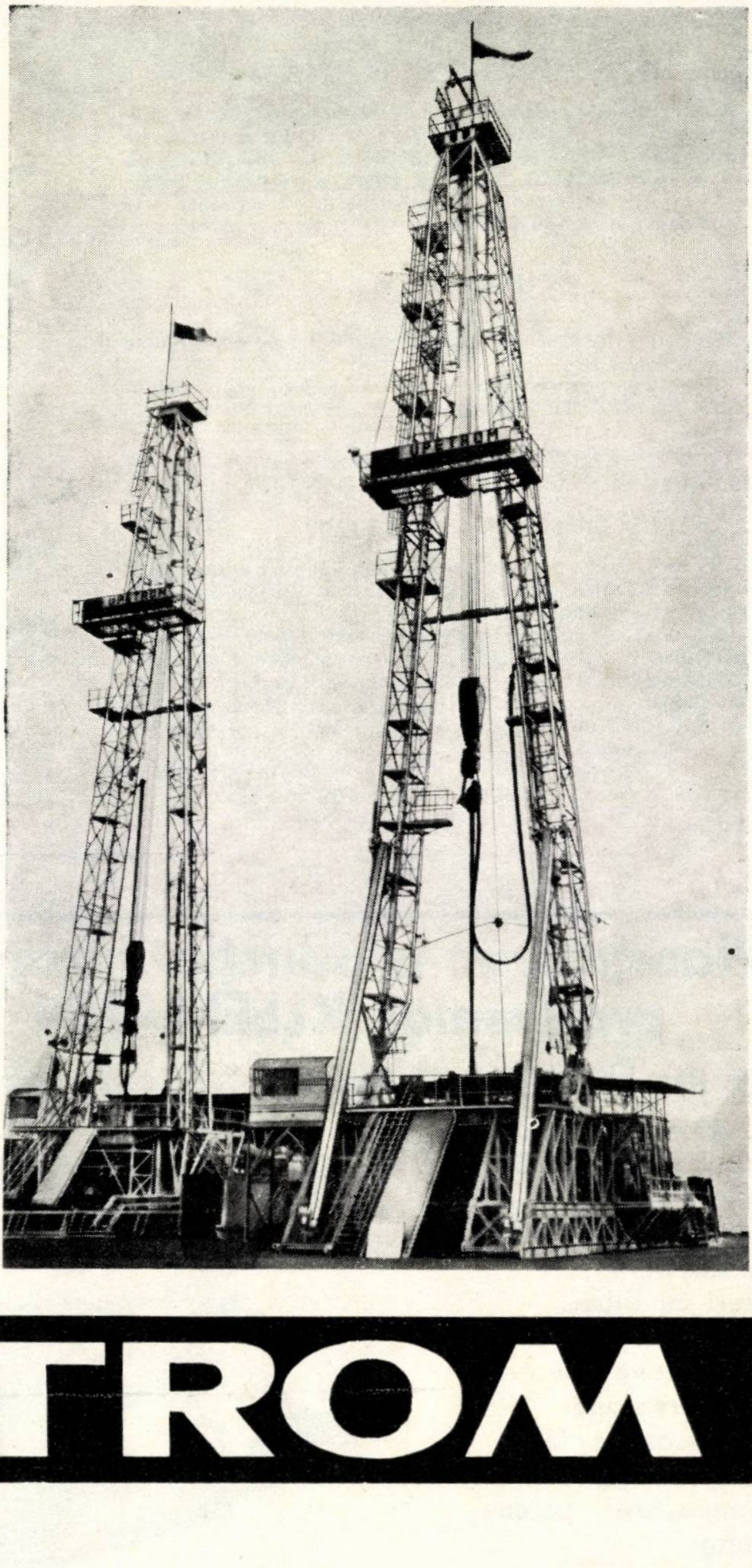
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANIA Telefon: (0711) 337381 Telegrame : Kleemannwerke Stuttgart 61 căsuţa poştală 66
Telex: 07/253431

PUBLICOM

UZINA 1 MAI PLOIESTI

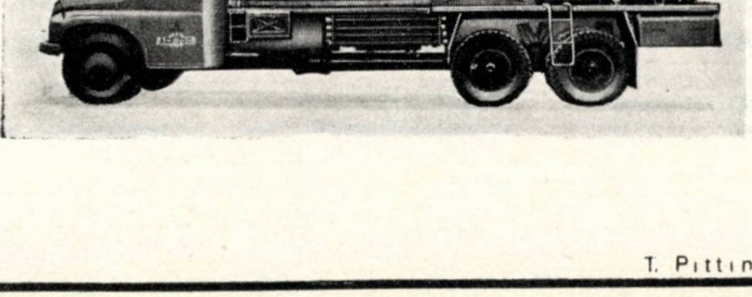
livrează la intern și export următoarele produse:

- Instalații de foraj pentru toate adîncimile
- Trolii de foraj
- Mese rotative
- Capete hidraulice
- Pompe de noroi duplex
- Pompe de noroi triplex
- Grupuri moto-pompă
- Agregate de cimentare și fisurare
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu comenzi hidraulice
- Sape cu lame
- Sape cu role
- Sape lărgitoare
- Carotiere mecanice
- Remorci basculante
- Utilaj complex pentru siderurgie



UPETROM

UPETROM
PLOIEȘTI
UZINA 1 MAI



T. Pittini

ABONAȚI-VĂ

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

ORMIG

PENTRU ADMINISTRAȚIE ȘI INSTRUCTAJ

Doriți să obțineți repede și simplu un număr de copii ale unui document ? Multiplicatorul ORMIG execută 20, 50 sau 200 copii ale unei matrițe de hîrtie prin învîrtire cu mîna, pe hîrtie normală ! Sau poate doriți să aveți 50 de copii după o scrisoare, într-un timp scurt ? Atunci obțineți în 4 secunde, o matriță cu ajutorul termografului ORMIG și după aceasta, în mai puțin de un minut, obțineți 50 de copii perfect lizibile, tot pe hîrtie normală! **CELELALTE POSIBILITĂȚI OFERITE DE TERMOGRAF** sînt următoarele : Documentele importante pot fi protejate cu folii plastice.

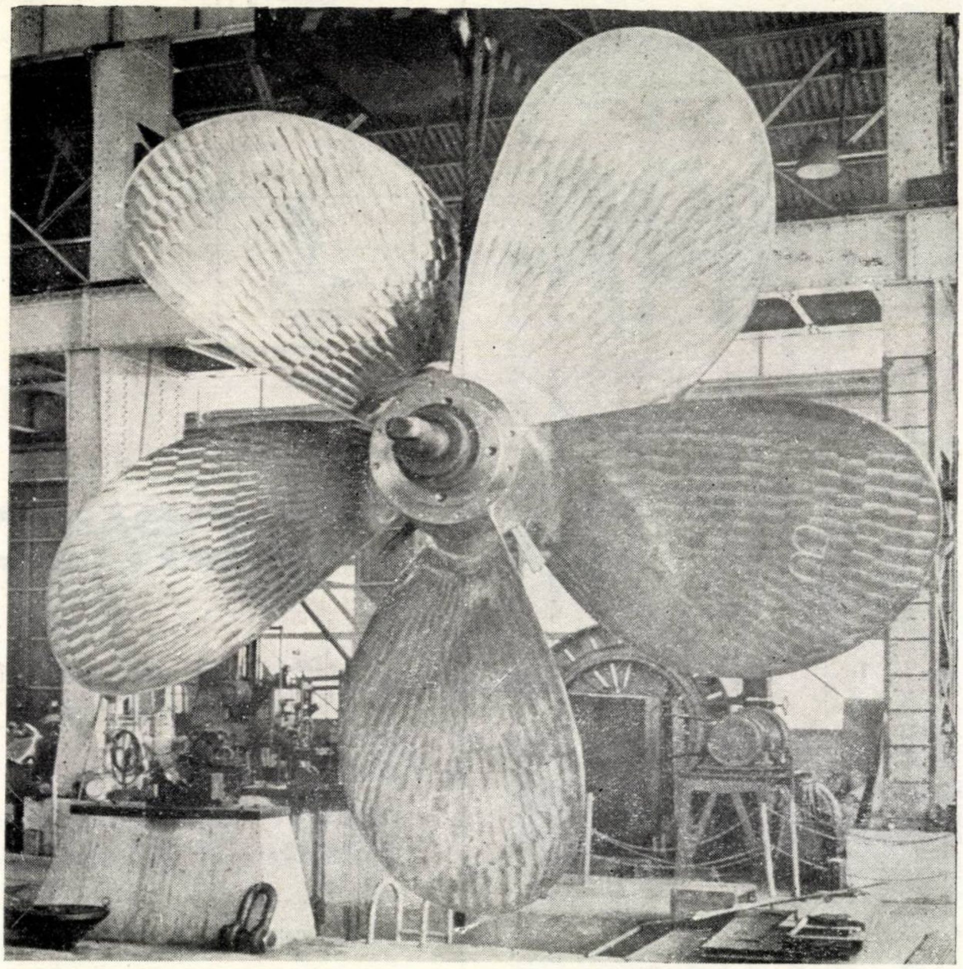
Folii pentru proiecte, pentru aparatul ORMIG Grapholux care copiază proiectele, precum și copii uscate ale termografului și copii pe hîrtie obișnuită sau pe carton.

Folosiți marile avantaje ale mașinilor ORMIG și cereți caietul nostru de informații pe care vi-l trimitem gratuit.

ORMIG

Organisationsmittel G.m.b.H.
497, Bad Oeynhausen BRD
Brunhildestr. 18

PUBLICOM



CENTROMOR

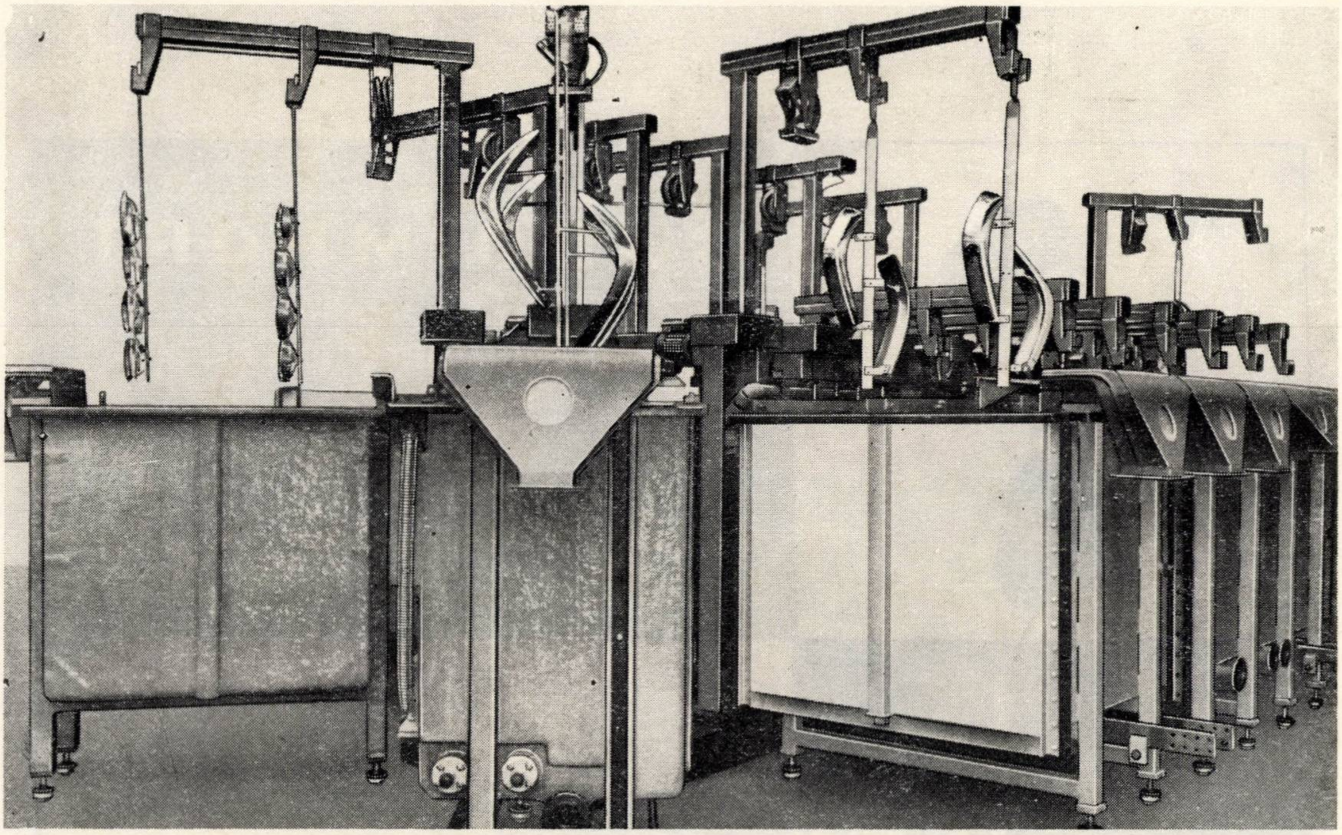
ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări.
CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM



Automate pentru transportul de legătură

VAS

VEM

Automate pentru tratamente chimice și electrochimice, precum și pentru aplicarea unui strat acoperitor pe părțile scheletelor sau ale maselor.

Aparatele VAS reprezintă o parte componentă a unui sistem automat unitar și sînt formate din grupe constructive standardizate.

Aparatele VAS au cele mai multe aplicații în tratamentele raționale ale suprafețelor și sînt indicate pentru acoperirile galvanice de calitate.

Aparatele VAS pot fi montate în diferite feluri și pot fi executate ca linii simple sau duble.

VAS prezintă multe avantaje:

- creștere însemnată a productivității muncii
- durată de timp redusă pentru proiectare, montare rapidă, schimbare ușoară a pieselor de schimb, gabarit redus și condiții de exploatare foarte bune
- automatizarea completă a transportului, montarea variată a rastelelor tobelor și coșurilor care servesc ca mijloace de transport parțiale
- comandă perfectă după program, posibilitate de a încetini căderea sau suprasarcina treptelor tehnologice individuale
- instalații standardizate pentru absorbție, evacuare și insuflare suplimentară
- uscare perfectă cu ajutorul seriei de sobe de uscare.

Aceste avantaje precum și execuția într-o formă și culoare modernă asigură o putere înaltă aparatelor VAS, la un preț relativ redus

Garantăm un termen de livrare scurt

VEB — Galvanotechnik Leipzig
DDR — 705 Leipzig
Torgauer Strasse 76
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Exportator:

TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 4—6

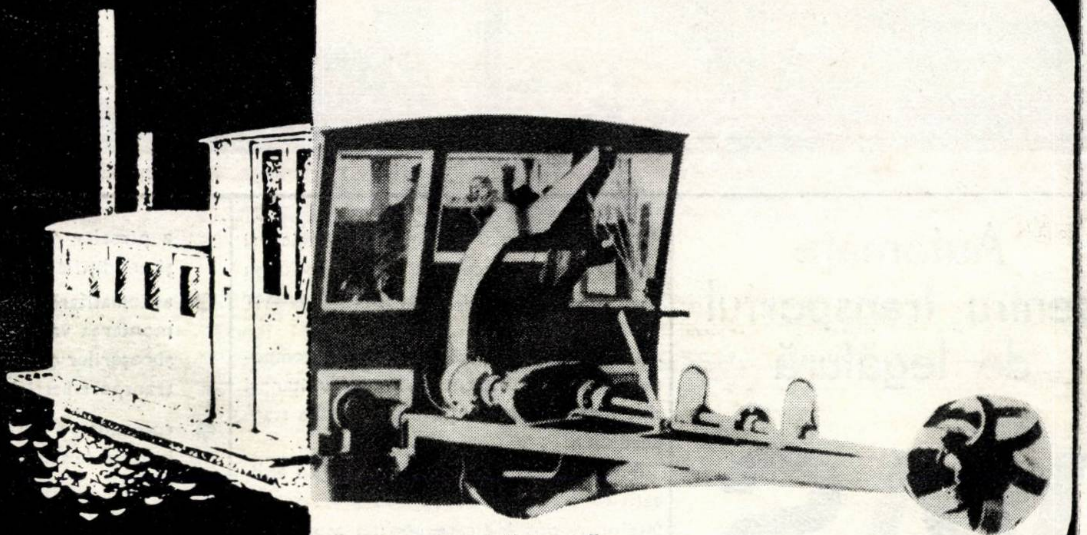
Reprezentant:
Ambasada DDR în R.S.România
HPA — TKB
TechnoCommerz
București
Drumul Taberei
str. Compozitorilor, nr. 30, Scara 1

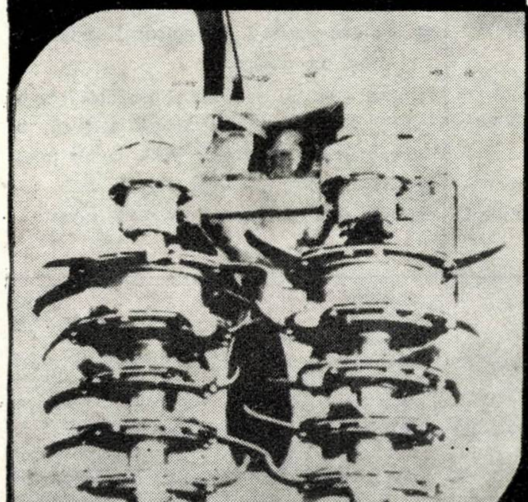
PUBLICOM

SUDOIMPORT

Maşina plutitoare universală UPM–2

Dimensiunile şi greutatea, precum şi mecanismele moderne de tratare a solului, conferă maşinii plutitoare calitatea de universală. Maşina UPN-2 este de neînlocuit pentru lucrările hidraulice, pe şantiere, în timpul dragării şi asanării terenurilor.





Adincimea maximă de tratare a solului, m:

dispozitivul absorbitor . . .	3.5 – 6
dispozitivul de dezagregare cu rotor. . .	2,3
dispozitivul de dezagregare cu freză. . .	3,2
dispozitivul care extrage apa. . .	2,5
Puterea motorului Diesel, C.P. . . .	55
Dimensiunile maşinii, m. . .	6,7×2,5× ×0,9

Lungimea tubului aspirator, m:

plutitor. . .	53
de coastă. . .	28
Greutatea de transport a maşinii t. . .	5

EXPORTATOR:
V O SUDOIMPORT str. Kaliaevskaia, nr. 5 Moscova K—6
U R.S.S. Telefon: 251-05-05 Telex: 587

PUBLICOM

SOLUȚIA IMEDIATĂ

a problemei rectificării de precizie a oțelurilor călite

- — puternic aliate
- — destinate fabricării sculelor
- — oțeluri rapide
- — pentru rulouri
- — și altele

grație utilizării sculelor din ELBOR

ELBORUL are o duritate și proprietăți de prelucrare egale cu cele ale diamantelor sintetice. Stabilitatea sa termică este de două ori mai mare decît a diamantelor. În afară de aceasta, spre deosebire de diamantele sintetice, ELBORUL este neutru față de fier.

Pentru orice informații în legătură cu utilizarea elborului, vă rugăm să vă adresați exportatorului exclusiv

STANKOIMPORT

V/O „STANKOIMPORT”. Moscova G-200, U.R.S.S. Telex : 227, 228

PUBLICOM

balkancar

Destul de puternice – ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile – ca să executaţi mai repede
Foarte stabile – pentru siguranţa operaţiunilor

Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare — pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare — pînă la 4500 mm

EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

V/O MACHINOEXPORT propune

Trenul de laminare continuu 30—102

pentru fabricarea masivă a țevilor fără sudură, pentru diferite destinații : construcții, întreprinderi chimice, petroliere, energetice și altele, avînd diametre de la 30 la 102 mm, grosimea pereților 2 — 6 mm, lungimea 6 — 12 m.

Această metodă de laminare asigură:

. . . cel mai mare randament în timpul fabricării țevilor cu pereți subțiri

. . . calitatea superioară a țevilor și mai cu seamă a suprafeței lor interioare, datorită repartiției judicioase a deformărilor între laminoarele Mannesmann și cele continue, cum și laminării pe o suprafață lungă și lustruită

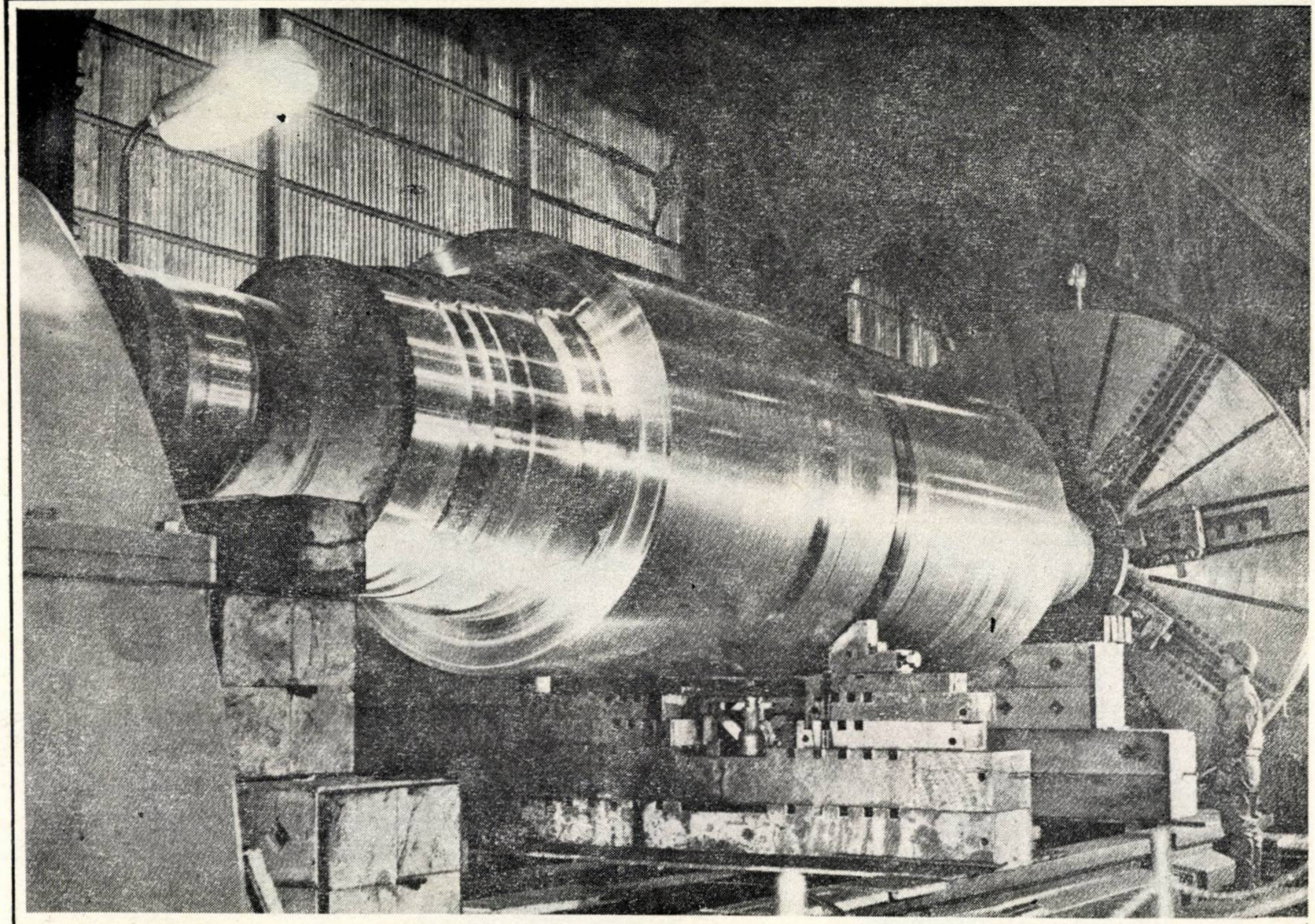
. . . economie maximă de metal datorită posibilității de a obține țevi foarte lungi, înainte de reducere

. . . simplitatea procedeului tehnologic și posibilitatea de automatizare completă

MACHINOEXPORT

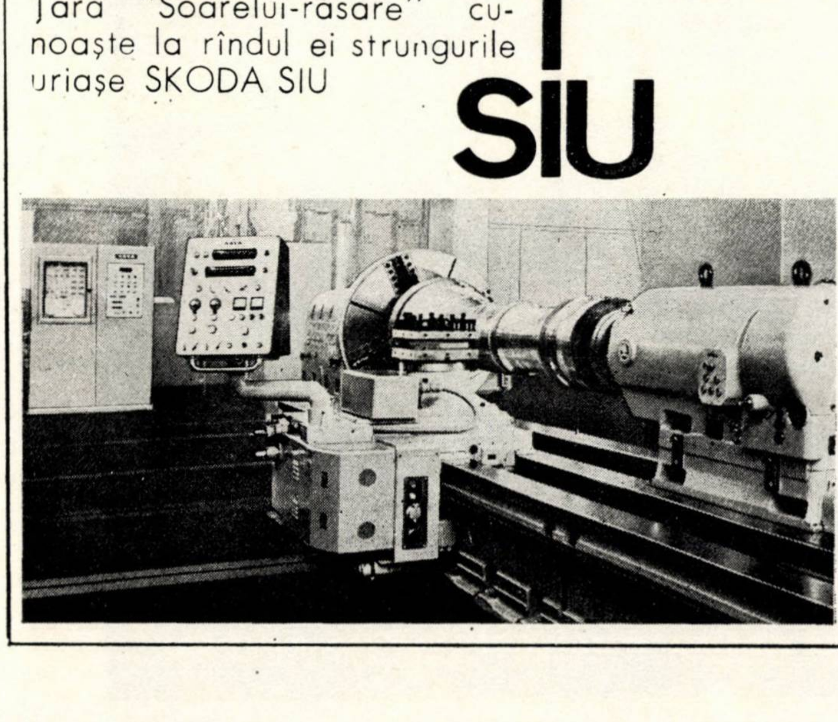
☎ 147·15·42 SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V·330

PUBLICOM



Țara "Soarelui-răsare" cunoaște la rîndul ei strungurile uriașe SKODA SIU

SIU



Rentabilitate, prelucrare de precizie și finisaj perfect al pieselor celor mai grele și al profilelor celor mai complexe. Fus antrenat de un motor de curent continuu, avansuri longitudinale și transversale ale cărucioarelor cu ajutorul motoarelor individuale de curent continuu, măsurări de cote cu ajutorul aparatelor selsine cu cadru gradat. Lungimea bancului pînă la 50 m. Manevre și schimbări ale vitezei fusului centralizate pe panoul căruciorului. Filetaje realizate de arborele electric care face să corespundă axul longitudinal al căruciorului cu viteza fusului. Aparat electronic pentru copiacul reproducerilor longitudinale și plane cu ajutorul dispozitivului palpator cu inducție care explorează gabaritul. Înălțimea vîrfurilor 1 575 pe SIU 310 și 2 000 mm pe SIU 400.

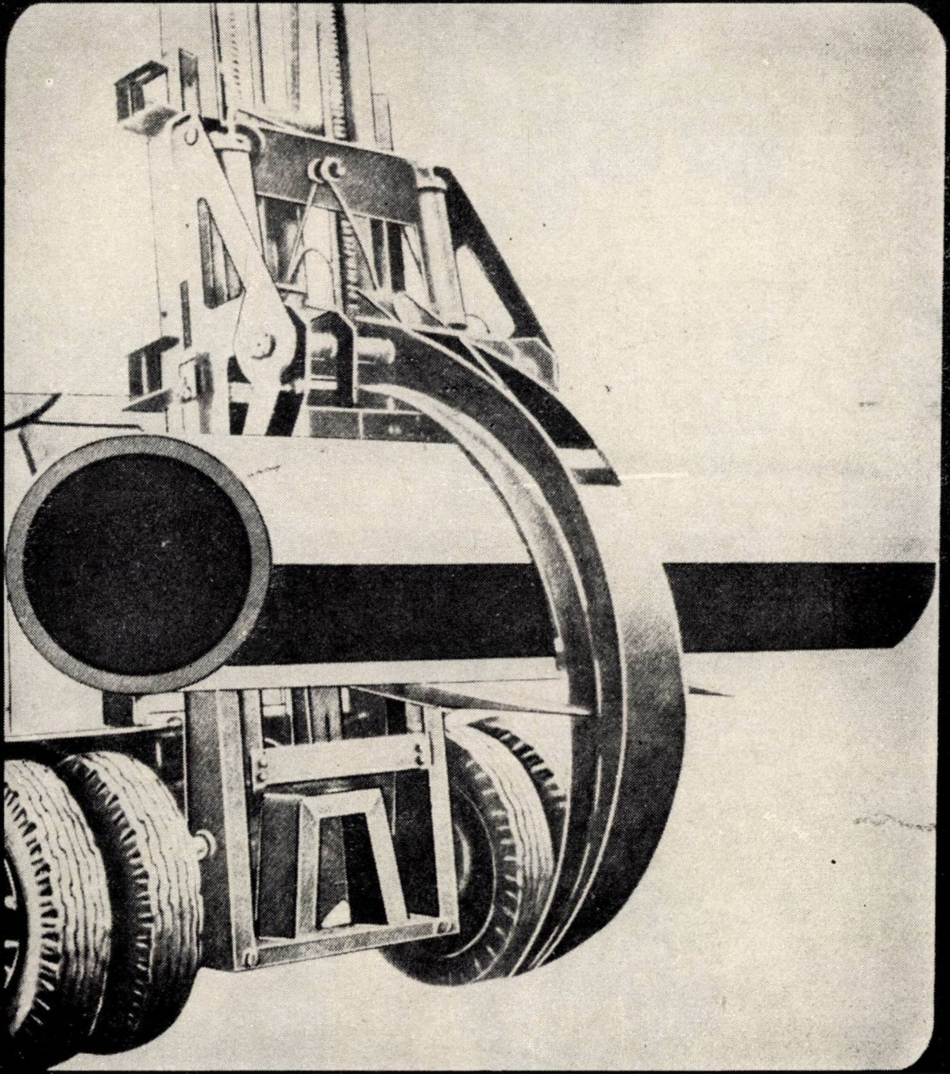
Strojimport

Vinogradská 184 Praga 3—Cehoslovacia

PUBLICOM

Căruciorul automotor 4045 LM

este de neînlocuit în timpul lucrărilor de manevrare şi de stivuire a lemnelor, scîndurilor, ţevilor de diferite diametre, barelor şi a laminatelor în mănunchiuri. Căruciorul este prevăzut cu un cîrlig avînd o capacitate de 3 t. Acesta poate fi adaptat la furca cu capacitatea de 5 t, la bena de 0,57 m şi la săgeată.
Motorul este cu combustie internă.

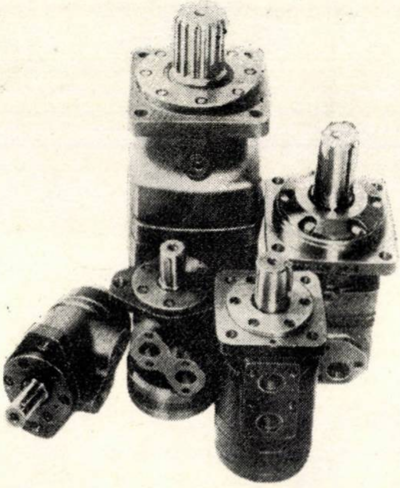


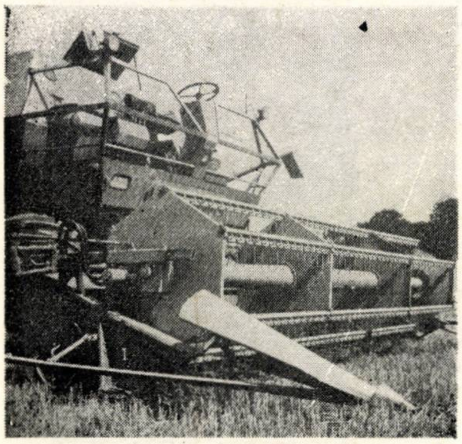
MACHINOEXPORT
☎ 147·15·42 SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V·330

PUBLICOM

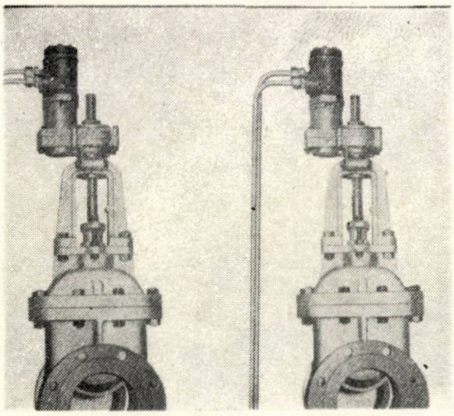
Motorul hidraulic Danfoss cu mers lent

— Există oare un simbol mai bun pentru folosirea lui multilaterală?

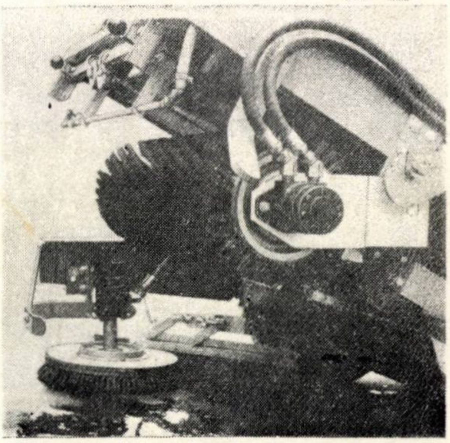




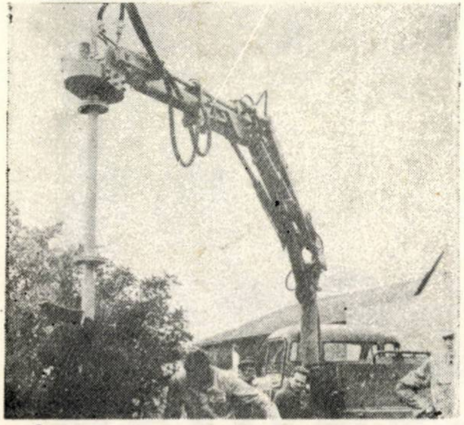
Combină. Troliu acționat mecanic și, înclinare hidraulică



Robinet de strangulare. Mecanism de acționare a fusului supapei



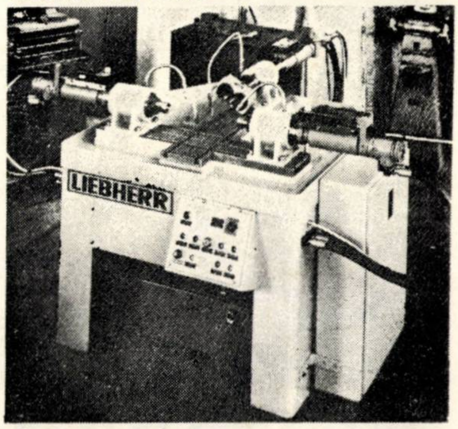
Autovehicul/mașină măturătoare. Perii și mecanism de rulare



Sondă geotehnică. Mecanism de acționare a sondei

IN-FLUID-POWER
DANFOSS

Momente de rotație maxime de la 26 pînă la 190 kpm și rotații pînă la 1 000 rot/min: puterea pînă la 90 CP



Mașină de găurit și de executat fileturi. Mecanism de acționare a fusului

Danfoss A/S
DK 6430 Nordberg
Danemarca (Dania)
Tel. : 04-452222
Telex : 50599

HYDRAULIK
Danfoss

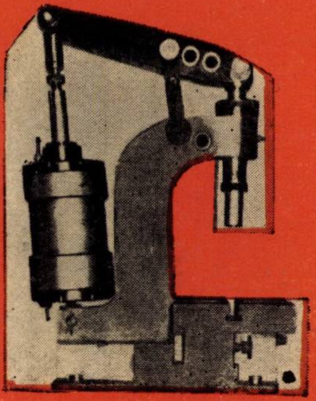
PUBLICOM

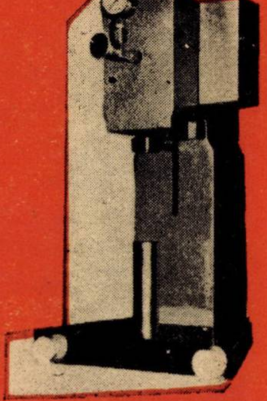
ELECTRO*timiș*

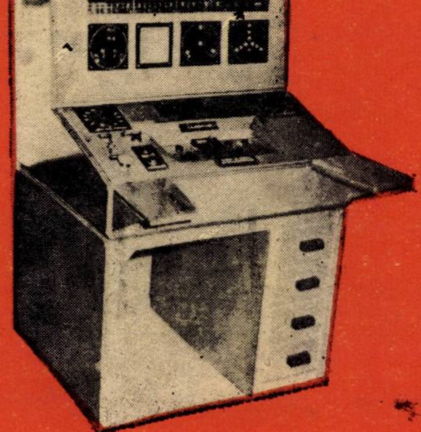
FABRICA
DE MATRIȚE, SCULE
ȘI UTILAJE
TEHNOLOGICE
PENTRU INDUSTRIA
ELECTROTEHNICĂ

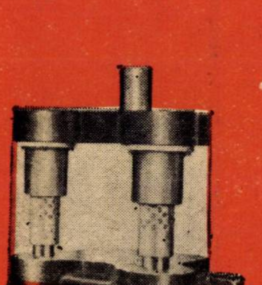
PRODUCE:

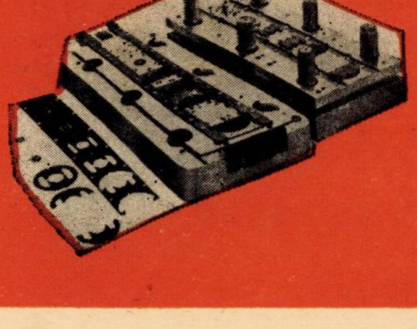
- agregate și linii tehnologice
- utilaje pentru operații de bobinaj
- utilaje pentru prelucrări mecanice
- ștanduri
- prese hidraulice și pneumatice
- utilaje pentru operațiile de debitare
- utilaje pentru montaj și asamblare
- ștanțe, matrițe, cochilii









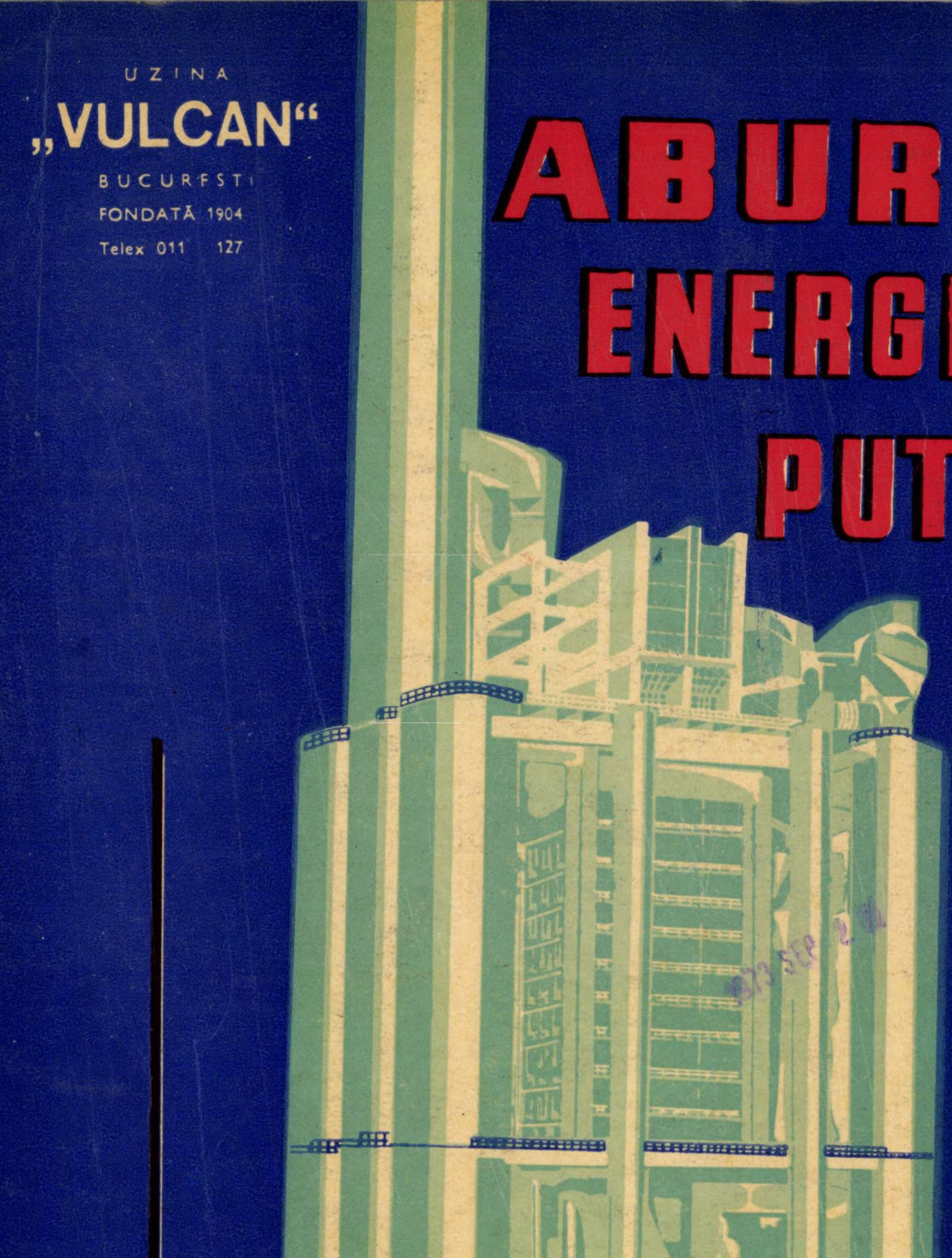


TIMIȘOARA

- Calea Buziașului nr. 15
- telefon 15820

UZINA
„VULCAN“
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE


MARCĂ
INTERNAȚIONALĂ

1973 SEP 2 [illegible]

EXPORT
în **30** ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

E 3279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

7

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXV ● nr 7 ● IULIE 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

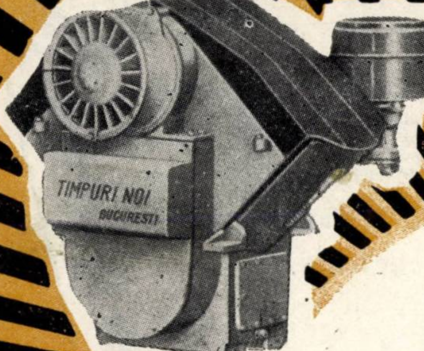
FRB
MADE IN ROMANIA

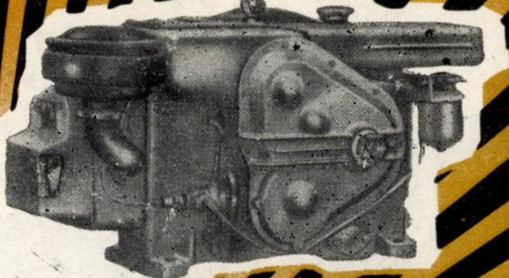
Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

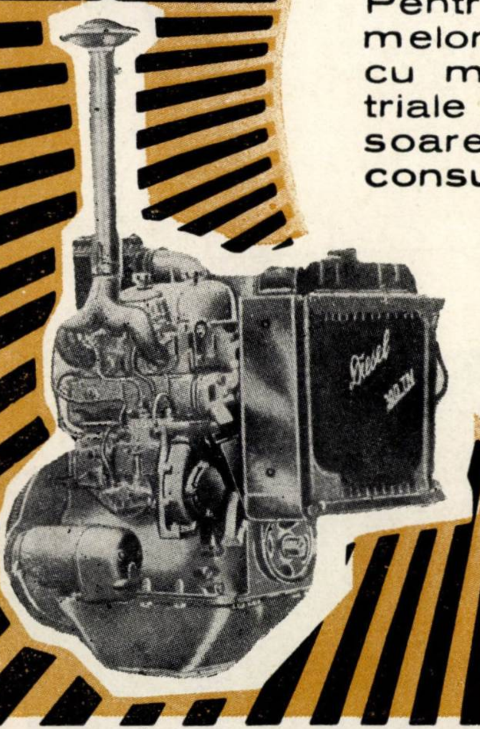
TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"



EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c. ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

INTREPRINDEREA

UNELTE SCULE

BRAȘOV

Vă pune la dispoziţie scule diverse pentru lăcătuşerie, montaj şi lucrări speciale, livrate ca scule independente sau în truse. Datorită materialelor superioare folosite, întreprinderea vă asigură unelte şi scule de calitate, la nivelul tehnicii actuale.

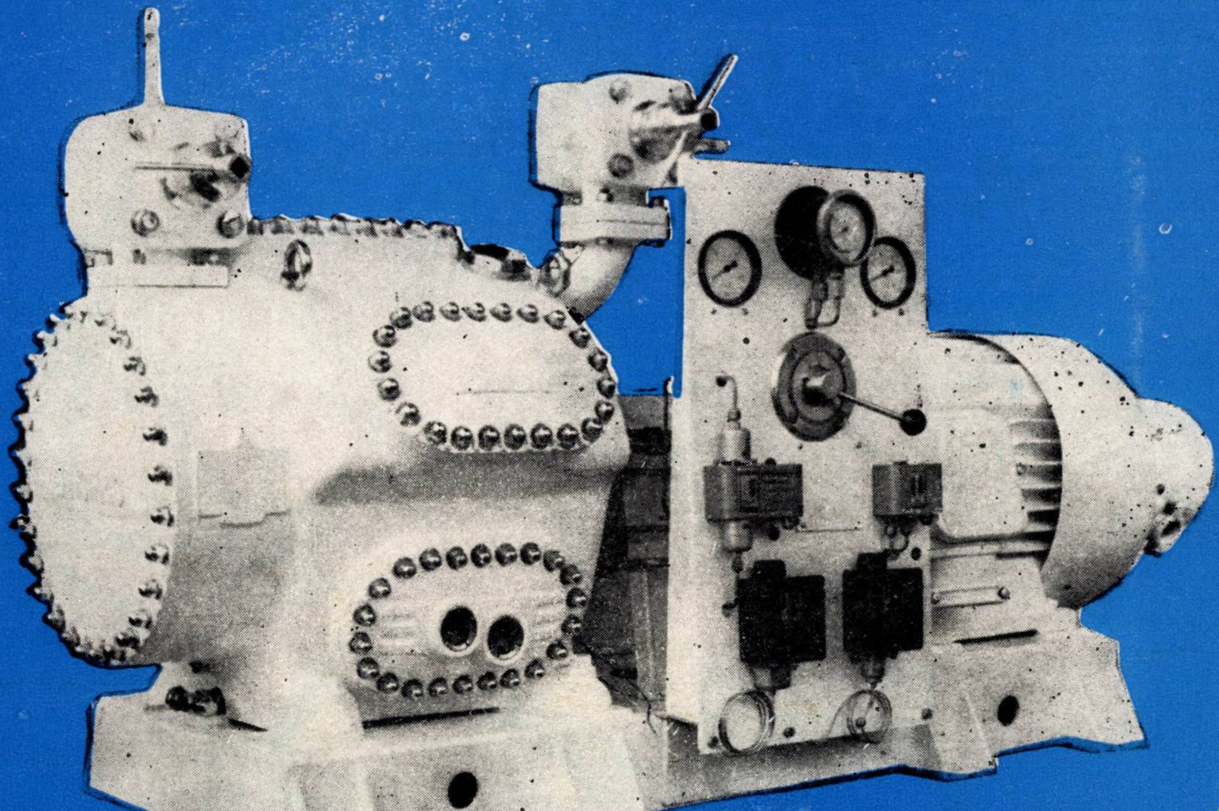
19
CROM-VANADIU

STR. HĂRMANULUI NR. 58
TELEFON: 31630
TELEX: 012-273

US

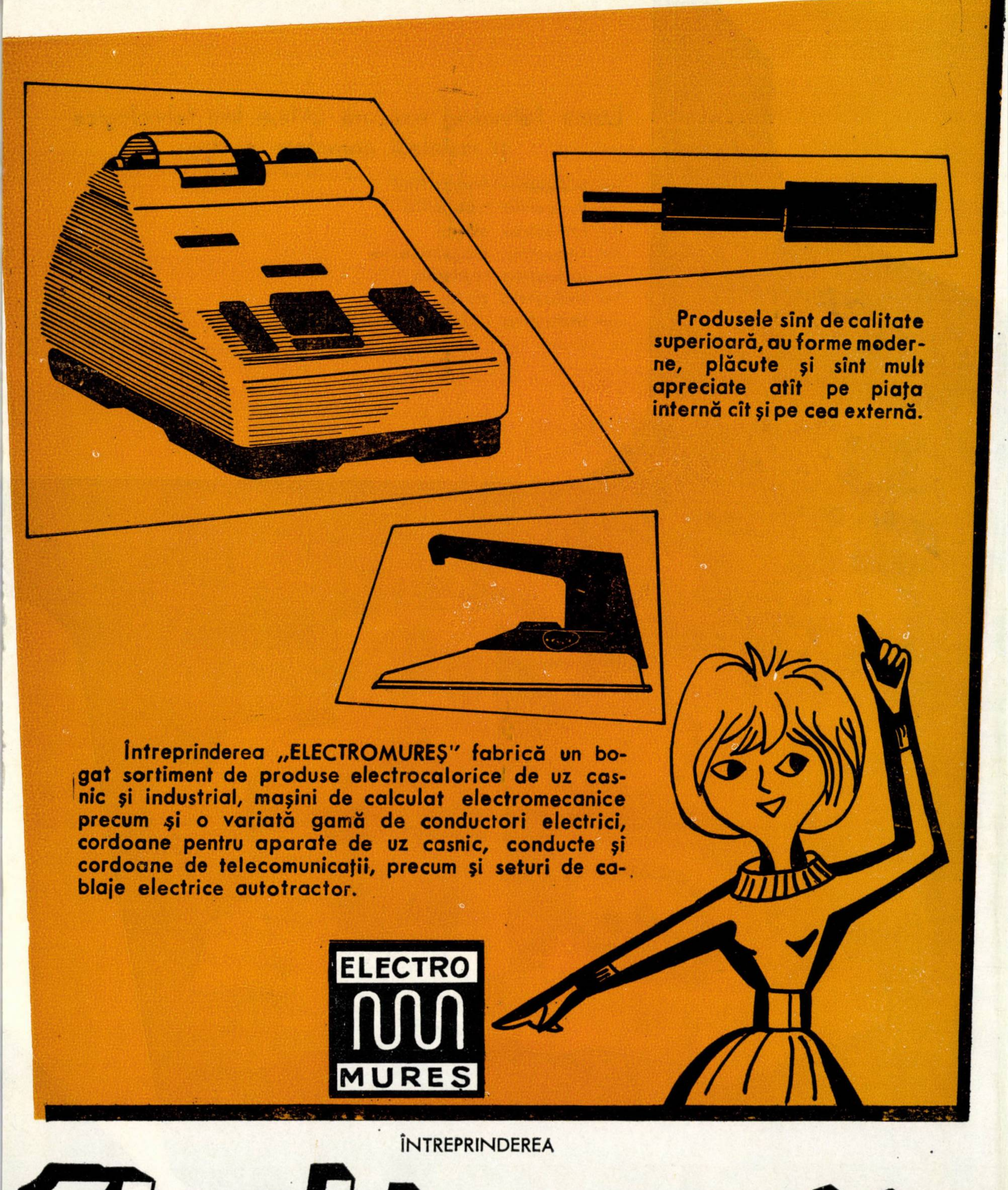
Uzina Tehnofrig execută utilaje, linii tehnologice
şi instalaţii complete pentru:

— industria frigorifică
— industria băuturilor
— industria cărnii
— industria de conserve
— industria laptelui
— industria pîinii
— industria uleiurilor comestibile



UZINA
TEHNOFRIG CLUJ
Str. Fabrica de Chibrituri Nr. 5–11 Telefon: 3.02.90

TEHNOFRIG



Produsele sînt de calitate superioară, au forme moderne, plăcute și sînt mult apreciate atît pe piața internă cît și pe cea externă.

Întreprinderea „ELECTROMUREȘ" fabrică un bogat sortiment de produse electrocalorice de uz casnic și industrial, mașini de calculat electromecanice precum și o variată gamă de conductori electrici, cordoane pentru aparate de uz casnic, conducte și cordoane de telecomunicații, precum și seturi de cablaje electrice autotractor.

ÎNTREPRINDEREA

Electromureș

TÎRGU MUREȘ, str. Kossuth L. nr. 112—114. Telefon: 11817-11818-
-11819. Telex: 035249.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, IULIE, Nr. 7, 1973

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CUPRINS

AELENEI, M.: Erori limită la reglarea lanțului cinematic de filetare la mașinile de frezat roți dințate cu freză-melc 391–393

BĂDESCU, G., NEAGU, C. și PAVEL, M.: Considerații teoretice cu privire la generarea unor suprafețe de rotație prin strunjire. 393–398

CLINCIU, I.: Optimizarea operațiilor de încărcare-descărcare 398–401

DUMITRESCU, A.: Aprovizionarea tehnico-materială a ramurii construcției de mașini. Model matematic. 401–406

LUȚA, L.: Procedeu pentru execuția șablonului de copiat came. 406–410

MOȘU, N. și MOAȘA, V.: Calculul pulsațiilor proprii de încovoiere la un arbore cu n volanți. 411–413

NADASI, E.: Pregătirea suprafețelor pentru acoperiri combinate. 413–418

STERNBERG, A.: Combaterea zgomotului la strungurile automate și revolver. 418–423

STOICA, N.: Camere de ardere în piston pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, românești? 423–427

VERZEA, D. și ELEKES, C.: Considerații cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal. 427–432

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 432–436

MONOGRAFIE 436–441

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI 441–447

MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE 447–453

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. TR. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.621.99

Аеленей, М. : **Предельные погрешности передаточного числа при регулировании кинематической цепи нарезания резьбы для зубчатых колес с косыми зубъями.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 391–393

ДК 621.941.–434

Бэдеску, Г., Нягу, К., Павел, М.: **Теоретические соображения в связи с образованием поверхностей вращения путем обточки,**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 393–398

ДК 621.869.(09)

Клинчю, И.: **Оптимизация загрузочно-разгрузочных операций.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 398–401

ДК 621.658.7

Думитреску, А.: **Технико-материальное снабжение отрасли машинстроеня — математическая модель.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 401–406

ДК 621.835.621.941-07

Луца, Л.: **Способ выполнения копира кулачков.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 406–410

ДК 621.824.001.24

Мошу, Н. и *Моаша, В.:* **Расчет собственных пульсаций изгиба на валу с н маховиками.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 411–413

ДК 621.793-02

Надаси, Е.: **Подготовка поверхностей для комбинированных покрытий.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 413–418

ДК 621.941·23.628.517.2

Штернберг, А.: **Устранение шума на автоматических и револьверных токарных станках.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 418–423

ДК 621.43.044

Стойка Н.: **Камера поршневого горения для двигателей с искровым зажиганием, румынского производства?**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 423–427

ДК 621.882.082.4.621.753.3

Верзя, Д. и Елекес, К. **К вопросу установления размера калибров для трапецоидальной резьбы.**

Constructia de Maşini **25** (1973), № 7 стр. 427–432

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.833 :621.99

Aelenei, M. : **Die Grenzfehler des Ubersetzungsverhältnis bei der Regelung der kinematischen Gewindeschneidenkette für den Zahnschnitt der Schrägzahnräder.**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 391–392

DK 621.941 – 434

Bădescu, Gh., Neagu, C., Pavel, M. : **Theoretische Betrachtungen betreffs der Erzeugung von Umdrehungsflächen durch Drehen**

Constructia de Maşini (1973), Nr. 7, S. 393–398

DK 621.869(09)

Clinciu, I. : **Optimalisierung der Ladungs-Entladungsarbeitsgänge.**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 398–401

DK 621 :658.7

Dumitrescu, A. : **Die technische materielle Versorgung der Maschinenbau-Sparte – mathematisches Modell.**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 401–406

DK 621.835 :621.941.07

Luţa, L. : **Verfahren zur Ausführung der Nockenkopierschablone**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 406–410

DK 621.824.001.24

Moşu, N. şi *Moaşa, V.* : **Berechnung der Eigenbiegepulsation bei einer Welle mit n — Schwungräder.**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 411–413

DK 621.793.02

Nadasi, E. : **Flächenvorbereitung für kombinierte Uberzüge.**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 413–418

DK 621.941.23 : 628.517.2

Sternberg, A. : **Lärmbekämpfung bei selbsttätige und Revolverdrehbänke**

Constuctia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 418–423

DK 621.43.044

Stoica, N. : **Verbrennungskammern im Kolben für rumänische Funkentzündungsmotoren?**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 423–427

DK 621.882.082.4 :621.753.3

Verzea, D. şi *Elekes, C.* : **Betrachtungen betreffs der Feststellung der Trapezgewindelehrabmessungen**

Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 7, S. 427–432

CONTENTS

DC 621.833 :621.99

Aelenei, M. : **Limit of errar in the transmission ratio of the treading linkage in teething screw wheels.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 391–393

DC 621.941–434

Bădescu, Gh., Neagu, C., Pavel. M. : **Theoretical considerations on the generation of some rotation surfaces by turning.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 393–398

DC 621.869(09)

Clinciu, I. : **Optimizing of loading-unloading operations.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 398–401

DC 621 :658.7

Dumitrescu, A. : **Technical-material supply of the machine bulding branch. Mattematical model.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 401–406

DC 621.835 :621.941.07

Luța L. : **Method of building camtemplate followers.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 406–410

DC 621.824.001.24

Moșu, N. and *Moașa, V.* : **Calculation of own bending pulsations in a shaft with *n* fly-wheels.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 411–413

DC 621.793.02

Nadasi, E. : **Preparation of surfaces in view of combined coating.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 413–418

DC 621.941.23 :628.517.2

Sternberg, S. : **Noise control in automatic and turret lathers.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No.7, p. 418–423

DC 621.43.044

Stoica, N. : **Romanian-built piston combustion chambers for spark ignition engines?**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 423–427

DC 621.882.022.4 :621.753.3

Verzea, D. and *Elekes, C.* : **Considerations on the dimensioning of tetragonal thread gauges.**

Construcția de Mașini 25 (1973), No. 7, p. 427–432

SOMMAIRE

CD 621.833 :621.99

Aelenei, M. : **Les erreurs limite du rapport de transmission lors du réglage de la chaine cinématique de filétage pour l'exécution du dentier des roues à dents inclinées.**

Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 7, p. 391–393

CD 621.941–434

Bădescu, Gh., Neagu, C. et *Pavel, M.* : **Considerations thécretiques concernant la génération de certaines surfaces de rotation, par finissage au tour.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 393–398

CD 621.869(09)

Clinciu, I. : **L'optimisation des opérations de chargement — déchargement.**

Construcția de Mașini 25, (1973), no. 7, p. 398–401

CD 621 :658.7

Dumitrescu, A. : **L'approvisionnement technique-matériel de la branche des constructions de machines — modèle mathématique.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 401–406

CD 621.835 :621.941.07

Luța, L. : **Procédé pour l'exécution du calibre à copier des cames.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 406–410

CD 621.824.001.24

Moșu, N. et *Moașa, V.* : **Le calcul des pulsations propres de flexion à un arbre ayant *n* volants.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 411–413

CD.621.793.02

Nadasi, E. : **La préparation des surfaces en vue des recouvrements combinés.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 413–418

CD 621.941.23 :628.517.2

Sternberg, A. : **La lutte contre le bruit des tours automatiques et révolvers.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 418–423

CD 621.43.044

Stoica, N. : **Chambres de combustion en piston pour les moteurs à allumage par étincelle, de fabrication roumaine?**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 7, p. 423–427

CD 621.882.082.4 :621.753.3

Verzea, D. et *Elekes, C.* : **Considérations concernant l'établissement des dimensions des calibres pour le filétage trapézoidal.**

Construcția de Mașini 25 (1973) no. 7, p. 427–432

SUMAR

CZ 621.833 :621.99

Aelenei, M. : **Erori limită la reglarea lanţului cinematic de filtrare la maşinile de frezat roţi dinţate cu freză-melc.**

Construcţia de Maşini 25 (1972), nr. 7, p. 391–393

CZ 621.941–434

Bădescu, Gh., Neagu, C., Pavel M. : **Consideraţii teoretice cu privire la generarea unor suprafeţe de rotaţie prin strunjire.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 393–398

CZ 621.869 (09)

Clinciu, I. : **Optimizarea operaţiilor de încărcare — descărcare.**

Construcţia de Maşini 25 (1972), nr. 7, p. 398–401

CZ 621 :658.7

Dumitrescu, A. : **Aprovizionarea tehnico-materială a ramurii construcţiei de maşini. Model matematic.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 401–406

CZ 621.735 :621.941.08

Luţa, L. : **Procedeu pentru execuţia şablonului de copiat came.**

Construcţia de Maşini 25 (1972), nr. 7, p. 406–409

CZ 621.824.001.24

Moşu, N. şi *Moaşa, V.* : **Calculul pulsaţiilor proprii de încovoiere la un arbore cu n volanţi.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 411–413

CZ 621. 703.02.

Nadasi, E. : **Pregătirea suprafeţelor pentru acoperiri combinate.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 413–418

CZ 621.941.23 : 628.517.2

Sternberg, A. : **Combaterea zgomotului la strungurile automate şi revolver.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 418–423

CZ 621.43.033

Stoica, N. : **Camere de ardere în piston pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, româneşti?**

Construcţia de Maşini 25, (1973), nr. 7, p. 423–427

CZ 621.882.082.4 : 621.753.2

Verzea, D. şi *Elekes, C.* : **Consideraţii cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 7, p. 427–432

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia" Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 2935.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

C Z 621.833 :621.99

Erori limită la reglarea lanţului cinematic de filetare la maşinile de frezat roţi dinţate cu freză — melc

Ing. Mihai AELENEI – Centrul de cercetări şi proiectări mecanică fină şi scule — Bucureşti

Este cunoscut faptul că majoritatea maşinilor-unelte de danturat prin frezare cu freza—melc sînt dotate cu un lanţ cinematic de filetare (lanţul diferenţialului) necesar generării elicei dintelui la prelucrarea roţilor cu dinţi înclinaţi.

Realizarea cinematică a elicei dintelui are loc prin corelarea celor două mişcări ale capetelor lanţului cinematic de filetare : mişcarea de rotaţie a roţii-piesă cu turaţia n_f şi mişcarea rectilinie a frezei—melc, după direcţia axei piesei, cu viteza v_s (fig. 1).

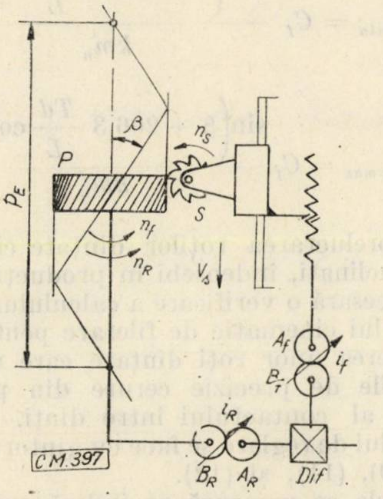


Fig. 1

Mişcarea de rotaţie n_f este însumată algebric, prin intermediul diferenţialului D, cu mişcarea de rulare n_R necesară generării flancurilor în evolventă a dinţilor roţii.

Reglarea lanţului cinematic, pentru corelarea celor două mişcări, se face cu ajutorul roţilor de schimb $A_f—B_f$, al căror raport A_f/B_f trebuie să fie egal cu valoarea teoretică a raportului de transmitere i_{ft}, calculat cu formula de reglare :

$$i_{ft} = C_f \frac{\sin \beta}{k\, m_n} \tag{1}$$

în care :

C_f este constanta lanţului cinematic de filetare, a cărei valoare este dependentă de tipul maşinii de danturat ;

β — unghiul de înclinare a dintelui, grad ;

k — numărul de începuturi ale frezei melc ;

m_n — modulul normal, mm.

Formula de reglare (1) este valabilă numai pentru maşinile-unelte construite după schema cinematică structurală din figura 1.

Astfel, pentru o prelucrare precisă din punctul de vedere al înclinării dintelui, precizie necesară obţinerii unui contact mai bun între dinţii angrenajului, trebuie ca raportul de transmitere real obţinut prin roţile de schimb A_f — B_f să fie egal cu raportul de transmitere teoretic dat de relaţia (1) :

$$\frac{A_f}{B_f} = i_{ft}. \tag{2}$$

În practică, datorită unor cauze cunoscute şi analizate în literatura de specialitate [1], determinarea roţilor de schimb A_f — B_f se face, aproape întotdeauna, cu o anumită eroare faţă de valoarea teoretică a raportului de transmitere i_{ft} deci, de regulă :

$$\frac{A_f}{B_f} \neq i_{ft}. \tag{3}$$

Acest fapt are ca efect o abatere a direcţiei dintelui de la direcţia nominală, micşorîndu-se calitatea roţii dinţate prin faptul că se înrăutăţeşte contactul între dinţi.

Eroarea direcţiei dintelui (STAS 6273-60 Angrenaje cilindrice. Toleranţe) este definită prin arcul de cerc Ed (fig. 2) dintre două drepte

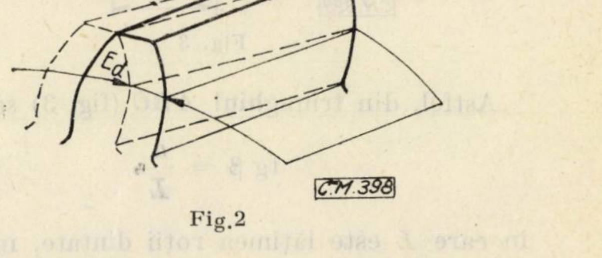


Fig.2

(sau două elice) ale direcţiei efective şi nominale ale dintelui care se găsesc pe cilindrul care trece aproximativ pe la jumătatea înălţimii dintelui şi se măsoară în unităţi de lungime (μm).

În STAS 6273-60 sînt prezentate (tabela 5) şi toleranţele erorii direcţiei dintelui Td, pentru clasele de precizie 3...11, în funcţie de modulul normal şi de lăţimea roţii dinţate.

Pentru roţile cu dinţi înclinaţi $\left(\text{cu lăţimea danturii pînă la } 4\dfrac{m_n}{\sin\beta}\right)$, eroarea direcţiei dintelui constituie unul din indicii de precizie consideraţi la determinarea clasei de precizie a roţii dinţate după criteriul de contact între dinţi.

De aceea, la prelucrarea unei roţi dinţate cu dinţi înclinaţi, pentru o clasă de precizie dată, este de dorit ca valoarea raportului de transmitere real i_{fr} al roţilor de schimb pentru reglarea lanţului de filetare să nu depăşească limitele impuse de toleranţa *Td* a erorii direcţiei dintelui sau, altfel spus, să fie satisfăcută întotdeauna dubla inegalitate:

$$i_{fr\,min} \leqslant i_{fr} \leqslant i_{fr\,max}. \tag{4}$$

Variaţia raportului de transmitere real i_{fr} (datorită impreciziei determinării roţilor de schimb) atrage după sine o modificare a direcţiei dintelui şi implicit a unghiului de înclinare a acestuia. Este, deci, justificată exprimarea raportului de transmitere real prin relaţia:

$$i_{fr} = C_f\,\frac{\sin(\beta \pm \Delta\beta)}{km_n}, \tag{5}$$

în care $\Delta\beta$ este abaterea unghiulară a direcţiei dintelui (fig. 3), a cărei expresie analitică este determinată în cele ce urmează.

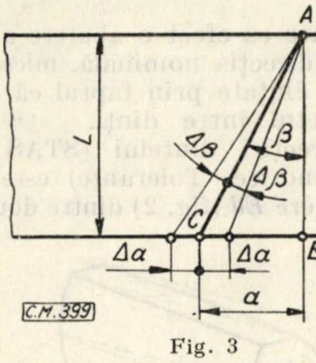


Fig. 3

Astfel, din triunghiul *ABC* (fig. 3) se scrie:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{a}{L}, \tag{6}$$

în care *L* este lăţimea roţii dinţate, mm. Rezultă:

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{a}{L}. \tag{7}$$

Prin diferenţiere, considerînd:

$$\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}a} \approx \frac{\Delta\beta}{\Delta a}, \tag{8}$$

se obţine:

$$\Delta\beta = 206{,}3\,\frac{\Delta a}{L}\cos^2\beta, \tag{9}$$

$\Delta\beta$ fiind exprimat în secunde de grad, iar Δa în μm.

Valoarea maximă a lui Δa este limitată de toleranţa *Td* admisă la eroarea direcţiei dintelui pentru care se obţine abaterea unghiulară maximă admisibilă:

$$\Delta\beta_{max} = 206{,}3\,\frac{Td}{L}\cos^2\beta \tag{10}$$

Ca urmare, valorile limită ale raportului de transmitere real sînt:

$$i_{fr\,min} = C_f\,\frac{\sin\left(\beta - 206{,}3\,\dfrac{Td}{L}\cos^2\beta\right)}{km_n};$$

$$i_{fr\,max} = C_f\,\frac{\sin\left(\beta + 206{,}3\,\dfrac{Td}{L}\cos^2\beta\right)}{km_n}. \tag{11}$$

La prelucrarea roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi, îndeosebi în producţia de serie, este necesară o verificare a calculului de reglare a lanţului cinematic de filetare pentru a evita producerea unor roţi dinţate care nu satisfac condiţiile de precizie cerute din punctul de vedere al contactului între dinţi. Verificarea calculului de reglare se face cu ajutorul relaţiilor (4), (10), (11), şi (12).

În cele ce urmează se indică ordinea efectuării calculelor de reglare a lanţului cinematic de filetare:

— se calculează raportul de transmitere teoretic al lirei diferenţialului i_{ft}, folosind relaţia (1);

— se determină roţile de schimb $A_f - B_f$ urmărindu-se ca raportul lor să fie cît mai aproape de raportul de transmitere teoretic;

— folosind roţile de schimb determinate, se calculează raportul de transmitere real cu relaţia:

$$i_{fr} = \frac{A_f}{B_f}; \tag{12}$$

— se compară raportul de transmitere real cu cel teoretic, determinîndu-se sensul abaterii (în plus sau în minus faţă de raportul teoretic);

— se calculează abaterea unghiulară maximă admisibilă, în secunde de grad, a direcţiei dintelui $\Delta\beta_{max}$, cu relaţia (10) în care se introduce toleranţa *Td*, în μm, a erorii direcţiei dintelui, din STAS 6273-60, pentru clasa de precizie dată;

— se calculează una din limitele raportului de transmitere real, cea indicată de sensul abaterii raportului de transmitere real față de cel teoretic ($i_{fr\,min}$ sau $i_{fr\,max}$), cu relațiile (11), verificarea calculului de reglare constînd în satisfacerea uneia din inegalitățile (4).

Evident, dacă din comparația raportului de transmitere real cu cel teoretic rezultă $i_{fr} = i_{ft}$, calculul este bun și ca urmare, dacă nu sînt alte erori cinematice în lanțul de filetare, înclinarea dintelui obținută este cea nominală.

În cazul nesatisfacerii relațiilor (4) de la prima verificare se repetă calculul roților de schimb pentru a obține un raport de transmitere real mult mai apropiat de cel teoretic. Pentru o precizie mai mare se recomandă folosirea metodei fracțiilor conjugate [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Mașini-unelte, vol. 1. București, Editura tehnică, 1969

[2] *Sauer, L.* și alții, Angrenaje, vol. 2. București, Editura tehnică, 1970.

[3] *Ruzicka, V.* Controlul roților dințate (traducere din limba cehă). București, Editura tehnică, 1959.

[4] *Farber, A. M.* Precizia tcnologică a mașinilor de danturat (traducere din limba rusă). București, IDT, 1958.

[5] STAS 6273–60 Angrenaje cilindrice. Toleranțe.

* * *

CZ 621.941–434

Considerații teoretice cu privire la generarea unor suprafețe de rotație prin strunjire

Ing. Gheorghe BĂDESCU — Institutul politehnic-București
Ing. Corneliu NEAGU — Institutul politehnic-București
Ing. Marin PAVEL — Uzina de strunguri-Tîrgoviște

Din grupa suprafețelor de rotație, o importanță tehnică deosebită o au sfera și torul. Multe dintre organele de mașini, întîlnite astăzi au suprafețe sferice și toroidale. Problema generării acestor suprafețe, folosind diferite procedee tehnologice se bazează în prezent, mai mult pe cunoștințe practice.

Lipsește o teorie a generării acestor suprafețe, care să pună la îndemîna inginerului tehnolog posibilitatea stabilirii unor regimuri optime de prelucrare.

În lucrarea de față se urmărește elaborarea unei teorii a generării suprafețelor sferice și toroidale, care să aibă aplicații practice în cadrul prelucrărilor prin așchiere a pieselor care au astfel de suprafețe.

Deoarece sfera și torul au curbele directoare și generatoare cercuri, studiul generărilor se poate aborda folosind aceeași metodă.

Din punct de vedere tehnologic, ținînd cont de caracteristicile procesului de așchiere și de posibilitățile oferite de mașinile-unelte, pot fi puse în evidență trei moduri de generare:

— materializarea întregii generatoare a piesei cu muchia așchietoare a sculei și deplasarea acesteia în lungul directoarei;

— descrierea generatoarei ca traiectorie a unui punct materializat de către un element de muchie așchietoare și deplasarea simultană a punctului pe traiectoria directoare;

— deplasarea succesivă a elementului de muchie așchietoare pe mulțimea de directoare omotetice sprijinite pe generatoarea dată a suprafeței.

Dintre aceste posibilități de generare tehnologică, s-a dovedit a fi cea mai bună varianta realizării generatoarei ca traiectorie a unui punct.

Acest mod de generare asigură constanța unghiului de atac principal al sculei pe tot parcursul prelucrării și se poate aplica la suprafețe de orice mărime practică.

În consecință, problema generării suprafețelor sferice și toroidale prin strunjire va fi abordată în cazul obținerii generatoarei pe cale cinematică, ca traiectozie a unui punct materializat de un element de muchie așchietoare a sculei.

Generarea suprafețelor sferice

În cazul generării suprafețelor sferice prin strunjire, piesa execută o mișcare de rotație cu turația n, în timp ce elementul de muchie așchietoare se deplasează pe curba generatoare a suprafeței cu turația n_0 (fig. 1). Viteza abso-

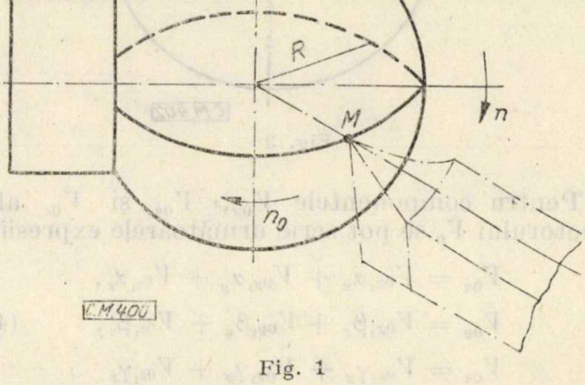


Fig. 1

lută a elementului generator (viteza de aşchiere) este suma a două componente, ele reprezentînd vitezele în lungul traiectoriei directoare, respectiv a traiectoriei generatoare (fig. 2):

$$\overline{U} = \overline{V} + \overline{V}_0 . \tag{1}$$

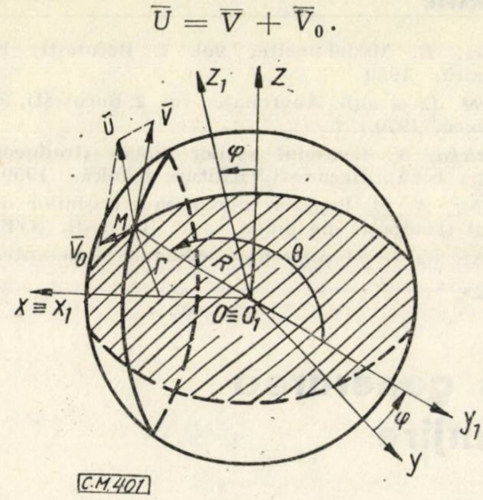


Fig. 2

Ecuaţia (1) conduce la expresiile scalare:

$$U_x = V_x + V_{0x}; \quad U_y = V_y + V_{0y}; \quad U_z = V_z + V_{0z}. \tag{2}$$

Componentele V_x, V_y şi V_z ale vectorului $\overline{V}$ se pot exprima astfel:

$$V_x = 0, \quad V_y = -v \sin \varphi, \quad V_z = v \cos \varphi, \tag{3}$$

unde φ este unghiul instantaneu de rotaţie al piesei (fig. 3)

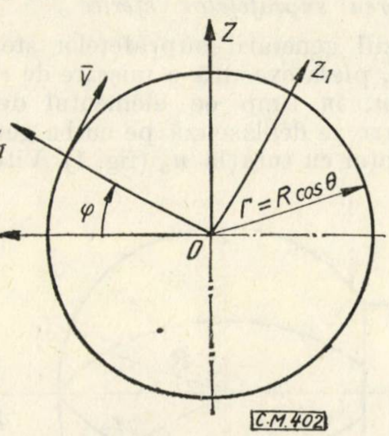


Fig. 3

Pentru componentele V_{0x}, V_{0y} şi V_{0z} ale vectorului V_0 se pot scrie următoarele expresii:

$$\begin{aligned} V_{0x} &= V_{0x_1}\alpha_x + V_{0y_1}\alpha_y + V_{0z_1}\alpha_z, \\ V_{0y} &= V_{0x_1}\beta_x + V_{0y_1}\beta_y + V_{0z_1}\beta_z, \\ V_{0z} &= V_{0x_1}\gamma_x + V_{0y_1}\gamma_y + V_{0z_1}\gamma_z \end{aligned} \tag{4}$$

— termenii V_{0x_1}, V_{0y_1} şi V_{0z_1} sînt proiecţiile vectorului $\overline{V}_0$ pe cele trei axe O_1x_1, O_1y_1, O_1z_1, ale sistemului de referinţă complementar:

— termenii α_x, α_y, α_z, β_x, β_y, β_z etc. sînt cosinusurile diectoare ale axelor 0_1x_1, 0_1y_1, 0_1z_1 faţă de sistemul de referinţă director.

Proiecţiile vectorului $\overline{V}_0$ pe axele sistemului de referinţă complementar sînt date de următoarele ecuaţii:

$$\begin{aligned} V_{0x_1} &= V_0 \cos\theta, \\ V_{0y_1} &= -V \sin\theta, \\ V_{0z_1} &= 0, \end{aligned} \tag{5}$$

iar cosinusurile directoare au valorile:

$$\begin{aligned} &\alpha_x = 1, && \alpha_y = 0, && \alpha_z = 0, \\ &\beta_x = 0, && \beta_y = \cos\varphi, && \beta_z = -\sin\varphi \\ &\gamma_x = 0, && \gamma_y = \sin\varphi, && \gamma_z = \cos\varphi. \end{aligned} \tag{6}$$

Ţinînd cont de rezultatele (5) şi (6), expresiile (4) capătă forma:

$$\begin{aligned} V_{0x} &= V_0 \cos\theta, \\ V_{0y} &= -V_0 \sin\theta \cos\varphi, \\ V_{0z} &= -V_0 \sin\theta \ \sin\varphi. \end{aligned} \tag{7}$$

În final, pentru proiecţiile (fig. 2) ale vectorului $\overline{U}$, pe axele sistemului de referinţă director, se obţin expresiile:

$$\begin{aligned} U_x &= V_0 \cos\theta, \\ U_y &= -V_0 \sin\theta \cos\varphi - V \sin\varphi, \\ U_z &= -V_0 \sin\theta \sin\varphi + V \cos\varphi. \end{aligned} \tag{8}$$

Deoarece, în timp ce elementul generator parcurge pe curba generatoare un arc corespunzător unghiului $\theta = 2\pi n_0 t$, planul generatoarei se roteşte, în raport cu poziţia de referinţă, cu unghiul $\varphi = 2\ \pi\ nt$, se poate stabili relaţia de dependenţă:

$$\varphi = \frac{n}{n_0}\theta. \tag{9}$$

Dacă vom scrie şi valorile vitezelor V şi V_0 în funcţie de turaţiile aferente:

$$V = 2\pi Rn \cos\theta, \quad V_0 = 2\pi Rn_0 \tag{10}$$

se obţin pentru componentele vectorului $\overline{U}$ următoarele expresii:

$$u_x = 2\pi\ Rn_0 \cos\theta,$$

$$u_y = -2\pi\, Rn_0 \sin\theta \cos\frac{n}{n_0}\,\theta - 2\pi Rn \cos\theta \sin\frac{n}{n_0}\,\theta,$$
$$(11)$$
$$u_z = -2\pi Rn_0 \sin\theta \sin\frac{n}{n_0}\,\theta + 2\pi Rn \cos\theta \cos\frac{n}{n_0}\,\theta.$$

Vectorul $\overline{u}$ se obţine ca sumă vectorială a componentelor sale după cele trei axe :

$$\overline{u} = u_x\overline{i} + u_y\overline{j} + u_z\overline{k},$$
$$(12)$$
$$\overline{U} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} = 2\pi R\sqrt{n^2 \cos\theta + n_0^2}$$

iar direcţia lui faţă de axele sistemului de referinţă director este determinată de cosinusurile directoare :

$$\alpha_u = \frac{u_x}{u}, \quad \beta_u = \frac{u_y}{u}, \quad \gamma_u = \frac{u_z}{u}. \qquad (13)$$

Dacă vom integra ecuaţiile (11) în raport cu timpul ($\theta = 2\pi\, n_0\, t$), obţinem ecuaţiile parametrice ale traiectoriei mişcării de generare, care este o elice sferică :

$$x = R\sin\theta,$$
$$y = R\cos\theta\cos\frac{n}{n_0}\,\theta, \qquad (14)$$
$$z = R\cos\theta\sin\frac{n}{n_0}\,\theta.$$

Pasul elicei, care este un parametru important al curbei, se determină ţinînd cont că el reprezintă coarda corespunzătoare unui unghi la centru :

$$\theta p_c = 2\pi\frac{n_0}{n},$$
$$p_c = 2R\sin\frac{n_0\pi}{n}. \qquad (15)$$

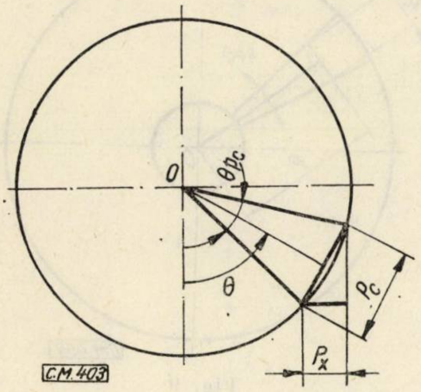


Fig. 4

Pasul măsurat pe o direcţie paralelă cu axa de rotaţie a piesei se obţine luînd în considerare şi unghiul instantaneu de rotaţie al sculei :

$$p_x = p_c\cos\theta = 2R\sin\frac{n_0\pi}{n}\cos\theta. \qquad (16)$$

Valabilitatea relaţiei (15) şi implicit a relaţiei (16) este asigurată numai cînd $n_0 < n$. În cazul extrem cînd $n_0 = n$, pe sferă se generează o curbă închisă, care este parcursă, de fiecare dată, în mod identic, după o rotaţie completă a piesei.

Ecuaţiile parametrice ale acestei curbe se obţin din (14) făcînd $n_0 = n$:

$$x = R\sin\theta$$
$$y = R\cos^2\theta, \qquad (17)$$
$$z = R\sin\theta\cos\theta$$

Generarea suprafeţelor toroidale

La generarea suprafeţelor toroidale, ca şi în cazul suprafeţelor sferice, elementul generator parcurge traiectoria generatoare, în timp ce planul acesteia are o mişcare determinată în lungul curbei directoare (fig. 5 şi fig. 6).

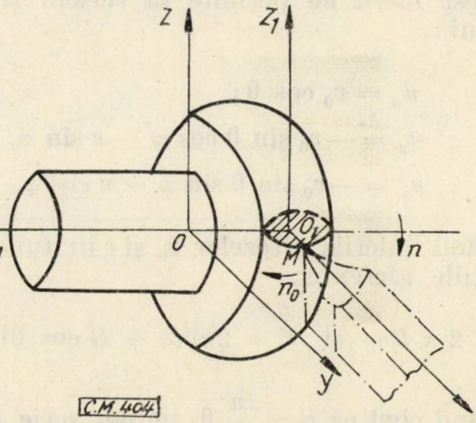


Fig. 5

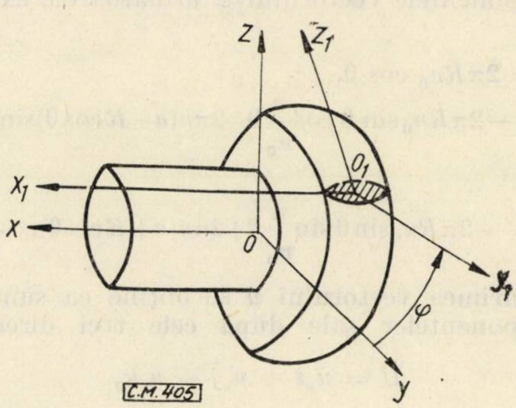


Fig. 6

Considerînd mişcarea de aşchiere ca suma a două mişcări distincte, sînt valabile, şi aici, relaţiile (1) şi (2).

Ţinînd cont de figura 7, pentru componentele vectorului $\overline{v}$ se obţin aceleaşi expresii ca în cazul sferei, adică ecuaţiile (3).

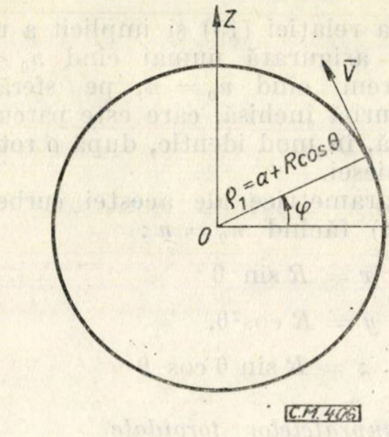


Fig. 7

De asemenea proiecţiile vectorului $\overline{V}_0$ pe axele sistemului de referinţă complementar vor fi identice cu (5), iar cosinusurile directoare sînt cele stabilite în expresiile (6).

Acest lucru ne permite să scriem şi cazul torului:

$$u_x = v_0 \cos\theta;$$
$$u_y = -v_0 \sin\theta \cos\varphi - v \sin\varphi,$$
$$u_z = -v_0 \sin\theta \sin\varphi - v \cos\varphi.$$

Avînd valorile vitezelor v_0 şi v în funcţie de turaţiile aferente:

$$V_0 = 2\pi R n_0 \quad \text{şi} \quad V = 2\pi n (a + R\cos\theta) \qquad (18)$$

şi ţinînd cont că $\varphi = \frac{n}{n_0}\theta$, putem scrie pentru componentele vectorului $\overline{U}$ următoarele expresii:

$$u_x = 2\pi R n_0 \cos\theta,$$
$$u_y = -2\pi R n_0 \sin\theta \cos\frac{n}{n_0}\theta - 2\pi n (a + R\cos\theta) \sin\frac{n}{n_0}\theta, \qquad (19)$$
$$u_z = -2\pi R n_0 \sin\theta \sin\frac{n}{n_0}\theta + 2\pi n (a + R\cos\theta) \cos\frac{n}{n_0}\theta.$$

Mărimea vectorului $\overline{u}$ se obţine ca sumă a componentelor sale după cele trei direcţii:

$$\overline{U} = u_x\overline{i} + u_y\overline{j} + u_z\overline{k},$$

$$\overline{U} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} = 2\pi\sqrt{n^2(a + R\cos\theta)^2 + n_0^2 R^2}, \qquad (20)$$

iar direcţiile sale, în raport cu axele sistemului de referinţă director, sînt date de relaţiile (13).

Ecuaţiile parametrice ale traiectoriei mişcării de generare se obţin prin integrarea ecuaţiilor (19):

$$x = R\sin\theta$$
$$y = (a + R\cos\theta)\cos\frac{n}{n_0}\theta, \qquad (21)$$
$$z = (a + R\cos\theta)\sin\frac{n}{n_0}\theta.$$

În cazul torului se pun în evidenţă două tipuri de elice:

— una generată cînd $n_0 < n$, situaţie corespunzătoare obţinerii torului prin strunjire, al cărei pas circular este dat de expresia (15) (fig. 8);

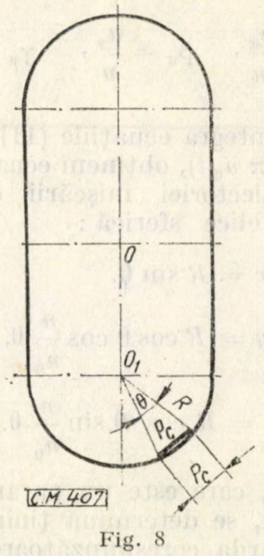


Fig. 8

— una generată cînd $n_0 > n$, situaţie nespecifică aşchierii, dar importantă în alte domenii cum ar fi, spre exemplu, bobinarea miezurilor toroidale.

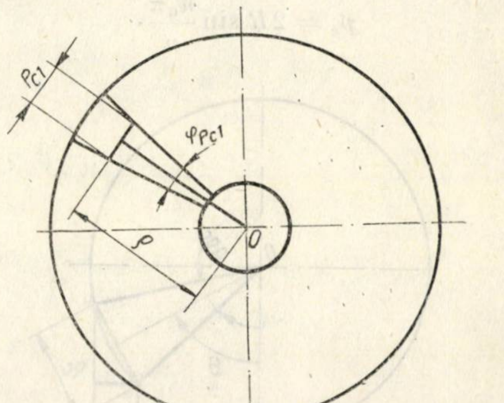


Fig. 9

În acest caz, unui pas p_{c_1} (fig.9) îi corespunde un unghi la centru $\varphi p_{c_1} = 2\pi\frac{n}{n_0}$.

Pasul p_{c_1}, măsurat la o rază ρ, în raport cu originea, are expresia:

$$p_{c_1} = 2\rho \sin\frac{n\pi}{n_0}, \qquad (22)$$

în care:

$$\rho = \sqrt{R^2 + a^2 + 2aR\cos\theta}. \qquad (23)$$

În cazul particular $n_0 = n$, se obține pe tor o curbă închisă ale cărei ecuații parametrice sînt:

$$x = R\sin\theta,$$
$$y = (a + R\cos\theta)\cos\theta, \qquad (24)$$
$$z = (a + R\cos\theta)\sin\theta.$$

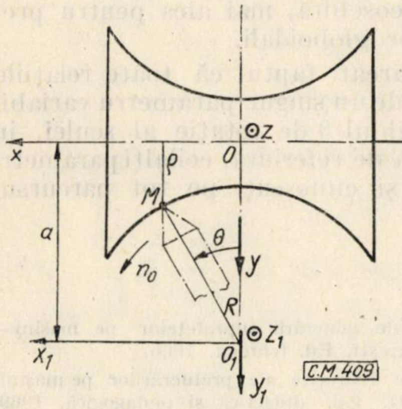


Fig. 10

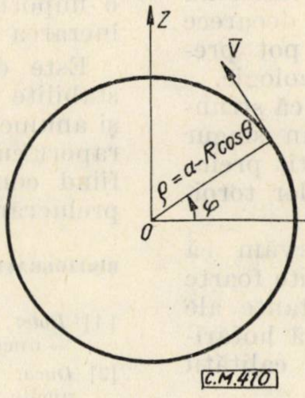


Fig. 11

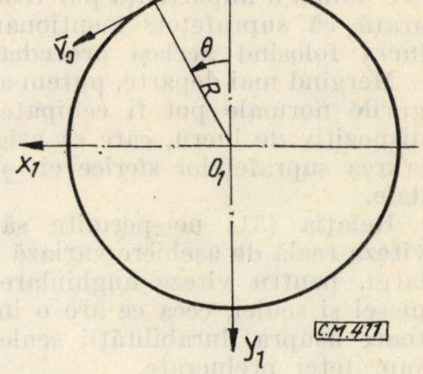


Fig. 12

Un caz particular al torului este globoidul (fig. 10). În sistemul de axe ales, proiecțiile vectorului $\overline{V}$ (fig. 11) sînt date de ecuațiile (3), iar expresiile vectorului $\overline{V}_0$ (fig. 12), de ecuațiile (25):

$$v_{0x} = v_0 \cos\theta,$$
$$v_{0y} = v_0 \sin\theta\cos\varphi \qquad (25)$$
$$v_{0z} = v_0 \sin\theta\sin\varphi$$

Cu aceste date, obținem pentru proiecțiile vectorului $\overline{u}$, al vitezei absolute, expresiile:

$$u_x = v_0 \cos\theta,$$
$$u_y = v_0 \sin\theta\cos\varphi - v\sin\varphi, \qquad (26)$$
$$u_z = V_0 \sin\theta\sin\varphi + v\cos\varphi.$$

Exprimînd vitezele v și v_0 prin:

$$V = 2\pi\rho n = 2\pi n(a - R\cos\theta), \qquad (27)$$
$$V_0 = 2\pi R n_0;$$

ecuațiile (26) devin;

$$u_x = 2\pi R n_0 \cos\theta,$$
$$u_y = 2\pi R n_0 \sin\theta\cos\frac{n}{n_0}\theta - 2\pi n(a - R\cos\theta)\sin\frac{n}{n_0}\theta,$$
$$(28)$$
$$u_z = 2\pi R n_0 \sin\theta\sin\frac{n}{n_0}\theta + 2\pi n(a - R\cos\theta)\cos\frac{n}{n_0}\theta.$$

Mărimea vitezei absolute va fi dată de relația:

$$\overline{U} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} = 2\pi\sqrt{n^2(a - R\cos\theta)^2 + n_0^2R^2}. \qquad (29)$$

Prin integrarea ecuațiilor (28), în raport cu timpul, se obțin ecuațiile parametrice ale traiectoriei, care este o elice globoidală:

$$x = R\sin\theta,$$
$$y = (a - R\cos\theta)\cos\frac{n}{n_0}\theta, \qquad (30)$$
$$z = (a - R\cos\theta)\sin\frac{n}{n_0}\theta.$$

Pasul elicei globoidale se poate determina, ca și în celelalte două cazuri, cu relația:

$$p_c = 2R\sin\frac{n_0\pi}{n}, \qquad n_0 < n.$$

Pentru determinarea pasului axial trebuie considerat și unghiul instantaneu de rotație al sculei:

$$p_x = 2R\sin\frac{n_0\pi}{n}\cos\theta.$$

Concluzii

Din cele prezentate se poate observa că mărimea vitezei de așchiere, la un moment dat, se poate determina cu formula generală:

$$\overline{U} = 2\pi\sqrt{n^2(a \pm R\cos\theta)^2 + n_0^2R^2}. \qquad (31)$$

Semnul (+) se consideră în cazul prelucrării suprafeţelor toroidale, semnul (—) la prelucrarea suprafeţelor globoidale, iar în cazul suprafeţelor sferice $a = 0$.

Şi referitor la traiectorii se poate observa că cele trei cazuri studiate sînt particularizări ale ecuaţiilor generale :

$$x = R \sin\theta,$$
$$y = (a \pm R \cos\theta) \cos\frac{n}{n_0}\theta, \qquad (32)$$
$$z = (a \pm R \cos\theta) \sin\frac{n}{n_0}\theta,$$

în care semnificaţiile semnelor (+) şi (—) şi a parametrului a sînt cele de mai sus.

Aceste observaţii arată că sfera, torul şi globoidul formează o familie de suprafeţe de rotaţie cu proprietăţi comune. Acest lucru nu are numai o importanţă pur teoretică, deoarece arată că suprafeţele menţionate se pot prelucra folosind acelaşi procedeu tehnologic.

Mergînd mai departe, putem afirma că strungurile normale pot fi echipate cu un singur dispozitiv de lucru, care să asigure atît prelucrarea suprafeţelor sferice cît şi a celor toroidale.

Relaţia (31) ne permite să observăm că viteza reală de aşchiere variază în limite foarte largi, pentru viteze unghiulare constante ale piesei şi sculei, ceea ce are o influenţă hotărîtoare asupra durabilităţii sculei şi a calităţii suprafeţei prelucrate.

Pentru unghiuri θ mici, ponderea termenului $n_0^2 R^2$ este neînsemnată. Dar, pentru valori mari ale acestui unghi, neglijarea lui este nejustificată.

De altfel, se observă că, în cazul sferei, cînd $\theta = \pm \frac{\pi}{2}$, viteza de aşchiere capătă forma :

$$U = 2\pi R n_0 \qquad (33)$$

În acest caz, componenta vitezei după curba directoare este nulă.

De asemenea, la prelucrarea filetelor melcilor globoidali, datorită pasului mare al elicei, viteza de deplasare după curba generatoare devine viteză principală de aşchiere.

Stabilirea unei relaţii care să dea expresia pasului elicei, considerăm că are, de asemenea, o importanţă deosebită, mai ales pentru prelucrarea melcilor globoidali.

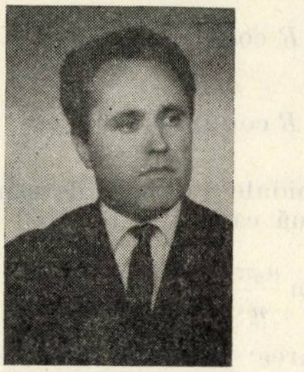
Este de remarcat faptul că toate relaţiile stabilite depind de un singur parametru variabil şi anume de unghiul θ de rotaţie al sculei, în raport cu poziţia de referinţă, ceilalţi parametri fiind constanţi şi cunoscuţi pe tot parcursul prelucrării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini—unelte. Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

[2] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşiniunelte. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1969·

CZ 621.869(09)



Optimizarea operaţiilor de încărcare-descărcare

Ing. Clinciu IARCA — uzina „Progresul” – Brăila

Iarca Clinciu a absolvit facultatea de mecanică a Institutului politehnic Galaţi, Secţia nave şi instalaţii de bord, în anul 1958. A lucrat ca ing. proiectant de nave la Şantierele Navale din Drobeta, Turnu Severin şi Olteniţa. Din 1965 lucrează la uzina „Progresul” — Brăila în probleme de organizare ale fluxurilor tehnologice de fabricaţie. În prezent este şeful biroului de organizare ştiinţifică a producţiei şi a muncii la această uzină.

Creşterea planului de producţie în întreprindere influenţează în mod deosebit şi creşterea volumului de materii prime şi materiale introdus în uzine, baza materială a realizării planului de producţie. În cele mai multe cazuri creşterea capacităţilor de producţie, folosirea intensivă a acestora, nu sînt corelate şi cu dezvoltarea mijloacelor de încărcare, descărcare şi a mijloacelor de transport. Acest lucru conduce la fenomene de aşteptare în diferite puncte ale procesului de producţie şi, în consecinţă, la neritmicitate şi strangulări ale acestui proces.

Zilnic intră în întreprindere pe calea ferată mari cantităţi de semifabricate, piese şi subansambluri executate în cooperare, material lemnos, materiale friabile (cocs, cărbune, nisip) etc. Aceste piese şi materiale sînt descărcate cu mijloace mecanizate şi transportate cu autoplatforme CF sau electrocare la locurile de depozitare. Din practică se constată că sosirea mijloacelor de transport, atît cele încărcate (vagoanele CF care intră în uzină), cît şi cele goale (auto sau platforme care transportă în secţii), este foarte neuniformă în timp şi ca număr de bucăţi. Se întîmplă la un moment dat să sosească prea multe mijloace de transport goale, iar utilajele care descarcă din vagoane să fie insuficiente, astfel că o parte din mijloacele de transport goale aşteaptă să fie încărcate.

Se poate întîmpla şi invers, ca mijloacele de transport goale să fie insuficiente, ceea ce dă naştere la fenomenul de aşteptare în rîndul mijloacelor de descărcat. Problema care trebuie rezolvată este de a se defini numărul optim de mijloace de transport şi, în primul rînd, numărul utilajelor de descărcare-încărcare, astfel încît să se elimine fenomenele de aşteptare. Pentru aceasta este necesar să se studieze întîi caracterul lucrărilor de transport şi depozitare şi, în funcţie de aceasta, să se construiască modelul matematic.

După construirea modelului matematic se introduce relaţia criteriului de optimizare, care va cuprinde desigur date cu privire la cheltuielile legate de folosirea utilajelor de încărcare-descărcare.

În final se determină numărul optim de utilaje pentru încărcare-descărcare, punînd condiţii de limită mărimilor care exprimă cheltuieli. Studiile întreprinse asupra frecvenţei de sosire a vagoanelor încărcate au arătat că aceasta are un caracter aleatoriu şi respectă în genere legea de distribuţie Poisson. În acest caz, frecvenţa de sosire a vagoanelor încărcate are expresia :

$$P(k) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t}, \qquad (1)$$

unde λ—frecvenţa medie de sosire a vagoanelor (intensitatea fluxului de intrare); $P(k)$ — probabilitatea ca în perioada de timp t să intre în depozit o cantitate de k vagoane.

Depozitul dotat cu mijloace de încărcare-descărcare şi transport poate fi considerat ca un sistem de deservire în masă. Acest sistem deserveşte două fluxuri de transport : mijloacele de transport intern (auto, platforme CF, electrocare) şi vagoanele CF care vin din afara uzinei, fiecare considerat a fi format dintr-o singură linie. Se consideră cazul cînd fluxul de intrare îl constituie vagoanele CF încărcate, fluxul de ieşire, vagoanele uzinale care transportă produsele în secţii, iar descărcarea şi încărcarea în vagoane în depozitul general se fac cu utilaje mecanizate.

Cheltuielile totale în cazul acestui proces se exprimă astfel : $C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$, unde C_1—cheltuielile legate de amortizarea utilajelor de încărcare-descărcare luînd în consideraţie coeficientul de investiţii; C_2 — cheltuielile legate de staţionarea vagoanelor CF încărcate; C_3 — cheltuielile legate de staţionarea vagoanelor CF ale întreprinderii ; C_4 — cheltuielile legate de aşteptarea vagoanelor de CF şi a vagoanelor CF ale întreprinderii în procesul de încărcare-descărcare-transport.

Fiecare termen din relaţia de mai sus are următoarea expresie :

Cheltuielile $C_1 = 0{,}01\, y \cdot k_m\, (A + \Delta)$,

unde : y — numărul utilajelor de încărcare-descărcare ;
k_m — valoarea unui mijloc de încărcare-descărcare ;
A — procentul de amortizare şi reparaţii ;
Δ — coeficientul de investiţii.

Cheltuielile $C_2 = \dfrac{365 N \cdot Q\, C_v}{y \cdot q \cdot n}$,

unde : N — numărul mediu zilnic de vagoane CF care intră în uzină, socotite în unităţi ;
Q — cantitatea medie zilnică de încărcătură care intră sau iese din depozit, în tone ;
C_v — echivalentul în lei al unei ore de staţionare zilnică a vagoanelor CF ;
q — productivitatea orară a unui mijloc de încărare-descărcare, în tone/ /oră ;
n — numărul efectiv de vagoane CF care ies încărcate zilnic din depozit.

Cheltuielile :

$$C_3 = \frac{365\, Q \cdot m \cdot C_n}{y\, q} = \frac{365 \cdot N_n \cdot q_v \cdot m \cdot C_n}{y \cdot q},$$

unde : m — garnitura medie de trenuri ;
C_n — echivalentul unei ore de staţionare zilnică a vagoanelor uzinale, în lei ;
N_n — număr mediu zilnic de vagoane uzinale care intră în depozit ;
q_v — încărcarea medie în tone a unui vagon uzinal.

Cheltuielile : $C_4 = 365\, t_0\, (N \cdot C_v + N_n \cdot C_n)$,

unde t_0 este timpul mediu de aşteptare a vagoanelor uzinale sau a celor din afara uzinei. Valoarea lui t_0, în cazul în care mijloacele de descărcare-încărcare deservesc un flux de intrare dublu, se determină după formula Hincin-Polacec :

$$t_0 = \frac{\alpha_1\, \tau_1 (1 + \partial_1^2) + \alpha_2 \tau_2 (1 + \partial_2^2)}{2 (1 - \alpha_1 - \alpha_2)}, \qquad (2)$$

unde : α_1, α_2 — încărcarea relativă a mijloacelor de încărcare-descărcare corespunzător vagoanelor din afara întreprinderii şi celor uzinale ;
τ_1, τ_2 — timpul mediu de efectuare a operaţiilor de încărcare descărcare ;
∂_1, ∂_2 — coeficientul de variaţie al mărimilor întîmplătoare τ_1, τ_2.

În condițiile în care fluxul de intrare a vagoanelor este determinat $\left(\text{coeficientul } \alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}\right)$, termenul al doilea din expresia de mai sus se poate suprima, și formula devine :

$$t_0 = \frac{\alpha \tau_1 (1 + \partial_1^2)}{4(1-\alpha)}.$$

Coeficientul α după sensul fizic reprezintă posibilitatea ca mijloacele de încărcare-descărcare să fie ocupate și se determină cu formula :

$$\alpha = \frac{T_g}{T} = \frac{Q \cdot K_n}{T \cdot y \cdot q},$$

unde : T_g — timpul efectiv de lucru al mijloacelor de încărcare-descărcare în cursul unei zile ;

T — timpul de lucru al depozitului unde se descarcă produsele ;

K_n — coeficientul care ține cont de operațiile de încărcare-descărcare din vagoane și de manipulare, depozitate în cadrul depozitului. Exprimînd valoarea lui $\tau_1 = Q/nyq$, după cîteva substituiri și transformări se capătă expresia cheltuielilor :

$$C(y) = a_1 y + \frac{a_2}{y} + \frac{a_3}{y\,(a_4 \cdot y \cdot a_5)}, \qquad (3)$$

unde :

$$a_1 = 0{,}01\, K_n\, (A + \Delta);$$

$$a_2 = \frac{365\, Q}{q}\left(\frac{N \cdot C_v}{n} + m \cdot C_n\right);$$

$$a_3 = \frac{365\,(N \cdot C_v + N_n \cdot C_n)\, Q^2 \cdot K_n\,(1 + \partial_1^2)}{4 \cdot q \cdot n}; \qquad (3')$$

$$a_4 = T \cdot q; \quad a_5 = Q \cdot K_n$$

Numărul y al mijloacelor de încărcare-descărcare se determină între două limite: valoarea minimă care definește numărul minim de utilaje pentru efectuarea lucrărilor de depozitare și are expresia $y_{min} = QK_n/q\,T$, și valoarea maximă y_{max} care se definește ca numărul de utilaje necesar mecanizării operațiilor de încărcare-descărcare și depozitare, adică :

$$\frac{Q \cdot K_n}{q \cdot T} \leqslant y \leqslant y_{max}. \qquad (4)$$

Problema constă în a găsi acea valoare a lui y^* care să minimizeze funcția (3) îndeplinind condițiile impuse de inegalitatea (4).

Formulele de mai sus au fost stabilite pentru cazul cînd transportul dintre depozitul de intrare și secții sau depozitul intermediar se asigură cu vagoane uzinale.

Cînd acest transport se asigură de exemplu cu autocamioane, electrocare etc., expresia funcție de optimizat (3) devine :

$$C(y) = a_1 \cdot y + \frac{a_3}{a_4\, y - a_5}, \qquad (5)$$

în care a_1, a_4, a_5 au expresiile de mai sus, iar :

$$a_3 = \frac{365 \cdot N_a \cdot C_a \cdot Q_n\, K(1 + \partial_2^2)\tau_2}{2},$$

unde : N_a — numărul mediu de autocamioane care intră în depozit în cursul unei zile ;

C_a — valoarea în lei a unei ore de staționare cu autocamionul.

În cazul transportului de materiale friabile (cox, cărbune, nisip etc.), funcția de optimizat are aceeași expresie ca în formula (3) ; se modifică numai expresia lui :

$$a_5 = Q; \quad a_2 = \frac{365 \cdot N \cdot Q \cdot C_v}{q \cdot n};$$

$$a_3 = \frac{365\, N \cdot Q^2\, C_v\,(1 + \partial_1^2)}{2 \cdot q \cdot n}.$$

Vom aplica această metodă la optimizarea operațiilor de încărcare-descărcare, la depozitul de piese și subansamble din cooperare, din cadrul uzinei ,,Progresul''-Brăila. Aceste piese și subansamble sînt aduse în depozit în general pe calea ferată, sînt descărcate aici cu ajutorul unor macarale pe șine acționate mecanic cu o productivitate $q = 5$ t/h, sînt apoi încărcate în mijloace auto și transportate în secțiile de producție.

Fiind vorba de mijloace de transport auto se va aplica formula (5). Datele pentru calcul sînt următoarele : $K_m = 320\,000$ lei ; $A = 20\,\%$; $\Delta = 10\,\%$; $C_a = 42$ lei ; $T = 8$ ore ; $Q = 20t$; $N_a = 2$; $\partial_2 = 0{,}7$; $\tau = 0{,}25$ ore, $K_n = 1{,}8$. Trebuie determinat numărul optim de macarale pentru executarea operațiilor de încărcare-descărcare. Înlocuind datele de mai sus în formulele (3′) și 5 și făcînd simplificările necesare se obține următoarea ecuație care trebuie minimizată :

$$C(y) = 960\, y + \frac{5600}{1{,}2\, y - 1},$$

iar :

$$y_{min} = \frac{20 \times 1{,}7}{8 \times 5} = 0{,}85 \cong 1.$$

Dăm diferite valori lui y începînd cu valoarea minimă, pînă se obține valoarea cea mai mică a lui $C(y)$:

y	1	2	3	4
$C(y)$	28960	5920	5030	5360

După cum se vede, valoarea minimă a cheltuielilor se obține pentru $y = 3$, adică pentru cazul cînd se utilizează trei macarale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Smehov, A. A.* Optimizația pagruzocino-razgruzocinii operații na pred priatiah mașinostroenia. In : Vestnik Mașinostroenia, nr. 12, 1971.

[2] *Elmagraby, S. E.* Proiectarea sistemelor de producție. Ed. tehnică, București, 1972.

[3] *Kaufmann, A.* Metode și modele ale cercetăriioperaționale, vol. I și II. Editura științifică, București, 1967.

◆

CZ 621.658.7

Aprovizionarea tehnico-materială a ramurii construcției de mașini. Model matematic

Ing. Adrian DUMITRESCU – I.P.C.M. – București

Adrian Dumitrescu a absolvit Școala politehnică din București în anul 1928, Secția electromecanică. Este inginer consilier la „Institutul de proiectare pentru uzine și instalații din industria construcțiilor de mașini" (IPCM) din București.

Realizarea ritmică a producției ramurii construcției de mașini este condiționată de asigurarea unei aprovizionări tehnico-materiale într-un ritm corelat, evitîndu-se pe de o parte stocuri supranormative, iar pe de altă parte eliminîndu-se unele strangulări ale producției datorite lipsei unor anumite sortimente de materiale.

În acest scop se impune a se cunoaște în prealabil necesarul de materiale și structura acestuia corespunzător programului de producție a ramurii construcției de mașini planificat și a se stabili etapele de aprovizionare corelat cu acest program de producție planificat. Metodele folosite pentru stabilirea necesarului de materiale pot fi grupate în următoarele categorii :

1. Dinamica necesarului de materiale în timp, adică stabilirea unei relații de forma :

$$M_i = f(t) \tag{1}$$

pentru perioada considerată. Metoda se bazează pe stabilirea unui coeficient anual de creștere — constant sau variabil în timp — al necesarului de un anumit sortiment principal M_i de material și se utilizează pentru prognoza pe termen mediu sau lung, de obicei prin extrapolarea unei serii de consumuri anterioare. Rezultatele au un caracter orientativ și nu pot constitui baza certă a unei aprovizionări tehnico-materiale.

2. Dinamica necesarului de materiale prin corelație cu alți indicatori sintetici ai ramurii construcției de mașini a căror lege de variație în timp se consideră cunoscută sau mai ușor de determinat. De obicei se folosește corelația între consumul global de anumite materiale și indicatorul de creștere a producției ramurii construcției de mașini. Această metodă are o folosire curentă și se aplică pentru perioade scurte sau medii, dînd rezultate satisfăcătoare. În acest caz rezultatele obținute, deși sînt certe, nu pot constitui totuși baza unei aprovizionări tehnico-materiale decît în cazurile în care structura producției rămîne neschimbată. Definitivarea planului de aprovizionare se face o dată cu stabilirea planului de producție. Neluarea în considerare a acestuia conduce la stocuri supranormative, iar pentru altele, la întîrzieri în aprovizionare. Elementele aleatorii sînt determinate în principal de faptul că modificarea structurii producției de la o perioadă la alta prin introducerea unor produse cu alte prețuri și alte consumuri specifice de materiale, face ca, la aceeași valoare a producției, să se schimbe și necesarul de materiale stabilit.

Deoarece această metodă este des folosită, compensarea erorilor se face de obicei prin crearea de stocuri tampon, repartizate în depozite teritoriale sau și în depozitele unor uzine. Dar aceasta conduce la mărirea fondurilor circulante și la blocarea în circuitul economic a unor cantități de materiale.

3. Necesarul de materiale stabilit pe baza „consumurilor specifice" de materiale și cunoașterea producției ramurii construcției de mașini.

Această metodă are un caracter „analitic" conduce la rezultate cu mult mai exacte, precizia metodei putînd fi mărită prin creșterea gradului de detaliere și aprofundare al datelor inițiale. Metoda își găsește aplicare în special în țările cu economie planificată, care, prin plan, dispun de date privind creșterea volumului producției.

Folosirea metodei presupune un volum foarte mare de date și efectuarea de calcule laborioase.

Ele nu mai constituie astăzi dezavantaje întrucît s-a trecut la organizarea unui sistem informațional național, se dispune de calculatoare electronice de mare capacitate și de modele economico-matematice adecvate.

În cele ce urmează se propune o metodă analitică și un model matematic pentru determinarea necesarului de materiale pentru o anumită perioadă, pe baza consumurilor specifice de materiale și planului de producție.

I. Metoda analitică

1. Principiul metodei. Necesarul total de materiale se face prin însumarea necesarului de materiale din diversele centrale industriale și uzine, acesta la rîndul lui fiind stabilit pe baza dinamicii producției planificate:

$$V = f_1(t) \tag{2}$$

și a dinamicii consumurilor specifice g de materiale:

$$g = f_2(t, x_1, x_2 \ldots, x_n), \tag{3}$$

unde:

t — reprezintă timpul;

$x_1, x_2 \ldots, x_n$ — alți parametri care influențează direct evoluția consumurilor specifice de materiale.

S-a considerat cazul, cel mai general, al variației în timp a consumurilor specifice de materiale.

Metoda implică deci cunoașterea dinamicii producției produselor sau grupelor de produse și, legat de aceasta, măsurile ce se preconizează pentru realizarea producției planificate.

Pentru stabilirea necesarului de materiale se vor folosi ,,consumurile specifice normate''și care stabilesc baza planului de aprovizionare tehnico-materială. Acest necesar se va actualiza pe baza consumurilor specifice îmbunătățite, ținînd seamă de reproiectarea produselor, de noile procese tehnologice adoptate etc. și care conțin, la un loc, parametrii x ai funcției (3).

Ramura construcției de mașini este caracterizată printr-un nomenclator de n tipodimensiuni de produse P_i $(i = 1, 2, \ldots, i \ldots n)$.

De asemenea, producția unui produs sau familie de produse se realizează prin v procese tehnologice $(j = 1, 2, \ldots j, \ldots v)$ specifice produsului, respectiv familiei de produse.

Va rezulta, pentru fiecare produs sau familie de produse și proces tehnologic, un consum specific g_{ij} de un anumit material k $(k = 1, 2, \ldots k, \ldots m)$.

Necesarul total din materialul k pentru produsul considerat va fi deci exprimat printr-o relație de forma:

$$G_k = \sum_{j=1}^{v} V_{ij}\, g_{ij}, \tag{4}$$

iar pentru toate produsele $(i = 1, 2, \ldots, i, \ldots n)$:

$$G'_k = \sum_{i=1}^{n} G_{ki} \tag{5}$$

2. Dinamica producției ramurii construcției de mașini. Pentru stabilirea dinamicii producției ramurii construcției de mașini și în cadrul acesteia a centralelor industriale, uzinelor, familiilor de produse și produselor, se iau în considerare, ca punct de plecare, volumul și structura producției realizate în anul de bază (de exemplu, ultimul an al cincinalului expirat), iar pentru perioada ce urmează, respectiv etapa considerată, cifrele de producție prevăzute în planul de dezvoltare a ramurii, centralelor industriale, uzinelor, familiilor de produse respective. La analiza creșterii producției trebuie să se stabilească condițiile materiale care asigură îndeplinirea sarcinilor de plan, în sensul precizării posibilităților de realizare a sporului de producție cu ajutorul capacităților de producție existente, prin îmbunătățirea indicilor tehnico-economici de exploatare a acestora sau, în măsura necesităților, prin punerea în funcțiune a unor noi capacități de producție.

Trebuie deci precizate acele procese tehnologice care influențează consumurile specifice de materiale ce se vor utiliza pentru realizarea produsului P_i, precum și ponderea cu care ele vor interveni în producția V_i a produsului considerat, adică se vor preciza producțiile parțiale V_{ij} corespunzător proceselor tehnologice utilizate.

Evoluția în timp a producției este caracterizată de ritmul mediu anual de creștere, care este precizat prin planul de dezvoltare. Creșterea producției poate fi considerată:

a) în ritm constant, adică:

$$\frac{V_t}{V_{t-1}} = \alpha; \tag{6}$$

b) cu o cotă constantă:

$$V_t - V_{t-1} = \beta, \tag{7}$$

indicele t referindu-se la orice an din perioada considerată:

$$t_0 < t < t_f. \tag{8}$$

În cazul în care se consideră o creştere în ritm constant, dinamica producţiei va fi dată de expresia unei serii geometrice avînd raţia α:

$$V_i = \gamma \alpha^T, \tag{9}$$

în care γ este o constantă, iar:

$$T = t - t_0 \tag{10}$$

Determinînd această constantă pe baza condiţiilor iniţiale ($T = 0$, $V_i = (V_i)_0$) şi finale ($T = T_f$, $V_i = (V_i)_f$) rezultă:

$$V_i = (V_i)_0, \tag{11}$$

$$\alpha = \left[\frac{(V_i)_f}{(V_i)_0}\right]^{\frac{1}{T_f}}. \tag{12}$$

În acest caz expresia (9) devine:

$$V_i = (V_i)_0 \cdot \left[\frac{(V_i)_f}{(V_i)_0}\right]^{\frac{T}{T_f}} \tag{13}$$

sau, avînd în vedere că $\frac{(V_i)_f}{(V_i)_0} = K$ reprezintă indicatorul de creştere a producţiei pentru întreaga perioadă (stabilit de asemenea prin planul de dezvoltare), rezultă:

$$V_i = (V_i)_0 K^{\frac{T}{T_f}}. \tag{14}$$

În cazul în care evoluţia producţiei are loc prin creşteri anuale cu cantităţi constante, adică liniar, dinamica ei va fi dată de o expresie de forma:

$$V_i = a + bT, \tag{15}$$

în care a şi b sînt constante.

Din condiţiile iniţiale şi finale obţine:

$$a = (V_i)_0, \tag{16}$$

$$b = \frac{(V_i)_f - (V_i)_0}{T_f}. \tag{17}$$

Introducînd valorile a şi b în (15) rezultă:

$$V_i = (V_i)_0 + \frac{(V_i)_f - (V_i)_0}{T_f} T. \tag{18}$$

Notînd cu Δ creşterea producţiei din anul final faţă de cea din anul de bază:

$$\Delta = (V_i)_f - (V_i)_0 \tag{19}$$

se obţine:

$$V_i = (V_i)_0 + \Delta \frac{T}{T_f}. \tag{20}$$

3 *Dinamica consumurilor specifice de materiale.* Stabilirea dinamicii consumurilor specifice de materiale se face pornind de la date primare similare celor menţionate la dinamica fabricării produselor. Acestea sînt datele statistice ale nivelului consumurilor specifice de materiale în anul de bază şi datele rezultate din analiza nivelurilor consumurilor specifice la sfîrşitul perioadei pentru care se stabileşte necesarul de materiale. Pentru efectuarea acestei analize este necesar să se ia în considerare factorii principali ce influenţează consumurile specifice de materiale, dintre care:

— natura proceselor tehnologice a căror folosire este prevăzută în perioada de perspectivă;

— reproiectarea produselor;

— gradul de mecanizare şi automatizare;

— introducerea construcţiilor sudate, respectiv a maselor plastice;

— îmbunătăţirea normelor şi standardelor.

Determinarea consumurilor specifice de materiale la sfîrşitul perioadei considerate este posibilă întrucît la stabilirea dinamicii producţiei luate în consideraţie se pot preciza procesele şi utilajele, respectiv caracteristicile lor tehnologice, cu ajutorul cărora va fi realizată, precum şi ponderea cu care intervine fiecare în producţia totală a familiei de produse sau a fiecărui produs.

Presupunînd că pentru realizarea produsului reprezentativ P_i la sfîrşitul perioadei ($T = T_f$) se utilizează v procese tehnologice, caracterizate fiecare prin consumuri specifice $(g_{ijk})_f$ de un anumit material k, la care corespunde o anumită mărime a producţiei $(V_{ij})_f$, atunci consumul specific mediu de un anumit material k pentru produsul P_i va fi:

$$(g_{ik})_f = \frac{\sum_{j=1}^{v} (g_{ijk})_f (V_{ij})_f}{(V_i)_f}, \tag{21}$$

în care:

$$(V_i)_f = \sum_{j=1}^{v} (V_{ij})_f. \tag{22}$$

Determinarea consumurilor specifice de materiale se face pe baza analizării indicatorilor tehnici caracteristici produselor respective. Pornindu-se de la aceeaşi situaţie iniţială a produsului (aceiaşi construcţie a produsului) este necesară o cantitate specifică minimă h de un anumit material, care este de fapt cantitatea de piese gata prelucrate ce intră în componența produsului respectiv și care se face din acest material. Acesta este cazul ideal, cînd materialul ar putea fi obținut în așa fel încît să fie folosit direct în construcția produsului. În realitate, pentru obținerea produsului considerat se consumă o cantitate g mai mare decît h, rezultînd un raport subunitar η al consumului specific. Între mărimile h, g, η există o relație de forma:

$$g = \frac{h}{\eta}. \tag{23}$$

Avînd în vedere că, pentru realizarea unui anumit produs, h are o valoare constantă (într-un anumit stadiu al evoluției lui constructive), expresia (23) reprezintă o hiperbolă echilaterală; rezultă deci că variația consumului specific g de un anumit material se face în funcție de η. Cum consumul g dintr-un anumit material — pentru același produs — are o tendință de scădere în timp, rezultă că și η variază în timp $[\eta = (t)]$. Acesta are o tendință de creștere către valoarea maximă ideală ($\eta = 1$), valorile caracteristice unui moment dat fiind determinate de factori de ordin tehnico-economic.

Legea de variație a raportului η se poate exprima printr-o relație de forma:

$$\eta = \frac{1}{pr^T + s}, \quad r < 1, \tag{24}$$

unde p, r și s sînt constante ce se determină prin condițiile de limită și anume:

— pentru $T = \infty$, se ajunge la situația ideală în care $\eta = \eta_\infty = 1$; introducînd în (24) și cum $r < 1$, $r^\infty = 0$, rezultă:

$$s = 1; \tag{25a}$$

— pentru $T = 0$, adică la începutul perioadei ($t = t_0$), $\eta = \eta_0$ și ținînd seamă de (25 a), din (24) se obține:

$$p = \frac{1 - \eta_0}{\eta_0}; \tag{25b}$$

— pentru $T = T_f$, adică la sfîrșitul perioadei ($t = t_f$), $\eta = \eta_f$ și folosind valorile lui s și p, (25 a) și (25 b), din (24) se obține:

$$r = \left[\frac{\eta_0 (1 - \eta_f)}{\eta_f (1 - \eta_0)}\right]^{\frac{T}{T_f}}. \tag{25c}$$

Introducînd valorile p, r, s în (24), aceasta devine:

$$\eta = \frac{1}{\dfrac{1 - \eta_0}{\eta_0}\left[\dfrac{\eta_0}{\eta_f} \cdot \dfrac{1 - \eta_f}{1 - \eta_0}\right]^{\frac{T}{T_f}} + 1} \tag{26}$$

sau, exprimînd η în funcție de consumurile specifice de materiale la momentele $T = 0$ și $T = T_f$ respectiv g_0 și g_f, și, de asemenea, în funcție de consumul specific h de materiale, din relația (23), se obțin $\eta_0 = \dfrac{h}{g_0}$ și $\eta_f = \dfrac{h}{g_f}$. Introducînd aceste valori în (26) se obține:

$$\eta = \frac{h}{(g_0 - h)\left[\dfrac{g_f - h}{g_0 - h}\right]^{\frac{T}{T_f}} + h} \tag{27}$$

Din expresia (23) rezultă $\eta = \dfrac{h}{g}$ și, introducînd această valoare în (27), aceasta devine:

$$g = (g_0 - h)\left[\frac{g_f - h}{g_0 - h}\right]^{\frac{T}{T_f}} + h; \tag{28}$$

notînd:

$$\left.\begin{aligned} g_0 - h &= g_0^* \\ g_f - h &= g_f^* \end{aligned}\right\} \text{— deșeuri de prelucrare} \tag{29}$$

se obține:

$$g = g_0^* \left[\frac{g_f^*}{g_0^*}\right]^{\frac{T}{T_f}} + h \tag{30}$$

Din relația (30) se constată că, pentru un anumit produs, consumul specific de materiale are în timp o variație cu caracter exponențial, tinzînd către valoarea limită h a pieselor gata prelucrate.

În cele de mai sus, fabricarea produsului s-a considerat că are loc în întreaga perioadă pe baza aceleiași soluții constructive, care presupune consumul specific ideal h de materiale; dacă în perioada respectivă intervin reproiectări, caracterizate prin consumurile specifice ideale $h_1 \ldots, h_n$ ($h > h_i \ldots > h_n$), de un anumit material, atunci trecerea de la o construcție la alta a produsului se reflectă în variația consumului specific g.

Pe această bază, necesarul total G_{ikt} de un anumit material k, pentru fabricarea producției V_{it} din produsul P_i în anul t, va fi dat de o relație de forma:

$$G_{ikt} = g_{ikt} \cdot V_{it}. \tag{31}$$

Ținînd seamă de legile de variație admise ca posibile pentru dinamica producției (14), respectiv (20), și a consumurilor specifice de materiale (30), expresia (31) devine:

— în cazul variației producției cu ritm anual constant (14):

$$G_{ikt} = \left\{g_{ik0}^* \left[\frac{g_{ikf}^*}{g_{ik0}^*}\right]^{\frac{T}{T_f}} + h\right\} V_{i0} K^{\frac{T}{T_f}}; \tag{32}$$

— în cazul variației producției prin creșteri anuale cu o cotă constantă (20):

$$G_{ikt} = \left\{g_{ik0}^* \left[\frac{g_{ikf}^*}{g_{ik0}^*}\right]^{\frac{T}{T_f}} + h\right\} \left[V_{i0} + \Delta \frac{T}{T_f}\right]. \tag{33}$$

Dinamica necesarului total de un anumit material k pentru întreaga ramură, respectiv pentru cele n produse, este exprimată prin:

$$G_{kt} = \sum_{i=1}^{n} G_{ikt}. \qquad (34)$$

Relaţiile menţionate se pot folosi pentru stabilirea necesarului de materiale pentru perioada considerată.

Întrucît, de obicei, interesează valorile consumurilor specifice şi ale necesarului total de materiale numai pentru anumiţi ani caracteristici, nu este necesar să se stabilească totdeauna şi legea de variaţie în timp a acestor consumuri; este suficient să se determine valorile consumurilor de materiale numai pentru anii consideraţi.

Stabilirea necesarului de materiale folosind metoda analitică arătată implică un volum important de calcule, datorită complexităţii atît a nomenclatorului de produse, cît şi a celui de materiale. De aceea, pentru stabilirea necesarului de materiale ne prezintă un model matematic care permite atît evidenţierea separată a fiecărui sortiment se material pe produse, uzine şi centrale industriale, cît şi însumarea acestora pentru stabilirea necesarului total pentru întreaga ramură.

II. *Modelul matematic*

În general, pentru realizarea produsului P_i ce intră în planul de producţie al unei uzine, respectiv al unei centrale industriale, se consumă mai multe genuri de materiale, caracterizate prin consumurile specifice normate: $g_{1i}, g_{2i}, \ldots g_{ki} \ldots g_{mi}$, unde indicii $1, 2, \ldots k, \ldots m$ se referă la genul materialelor. Noţiunea de „material" este folosită în accepţiunea cea mai generală, înglobînd materiile prime, semifabricatele, materialele de orice fel pe care o anumită uzină le procură de la diferiţi furnizori pentru realizarea produsului P_i. Consumurile specifice g se exprimă în unităţi naturale pe unitate de producţie a produsului P_i.

„Consumurile specifice normate" pe genuri de materiale pentru cele n produse reprezentative ale ramurii se pot înregistra într-o matrice cu m linii şi n coloane de forma:

$$\underset{\substack{k=1,\ldots m\\ i=1,\ldots n}}{\|g_{ki}\|} = \left\| \begin{matrix} g_{11} & g_{12} & \cdots & g_{1i} & \cdots & g_{1n} \\ g_{21} & g_{22} & \cdots & g_{2i} & \cdots & g_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ g_{k1} & g_{k2} & \cdots & g_{ki} & \cdots & g_{kn} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ g_{m1} & g_{m2} & \cdots & g_{mi} & \cdots & g_{mn} \end{matrix} \right\| \qquad (35)$$

în care indicii n se referă la sortimentul produsului, iar indicii m la genul materialelor.

Fiecare uzină va avea o matrice de tipul (35) caracterizînd consumurile specifice g_{ki} de materiale ale produselor respective. Matricea (35) fiind considerată matricea ramurii, matricele centralelor industriale vor fi submatrice ale matricei ramurii, iar matricele uzinelor vor fi submatricele matricelor centralelor industriale.

Întrucît într-un anumit an, nu toate produsele n intră în programul de producţie al ramurii, al anumitor centrale industriale, respectiv al anumitor uzine, o parte din elementele matricei (35) vor fi nule, după cum pentru un anumit produs unele din consumurile specifice de materiale ale matricei (35) vor fi nule.

Este de reţinut că fiecare linie a matricei (35) se referă la un anumit gen de materiale pentru totalitatea produselor nomenclatorului ramurii, iar fiecare coloană se referă la totalitatea genurilor de materiale pentru un anumit produs al nomenclatorului ramurii.

Ceea ce interesează este stabilirea, pentru un anumit plan anual de producţie, a necesarului de materiale pe genuri, acestea determinînd planul de aprovizionare tehnico-materială a anului respectiv pe ramură, pe centrale industriale şi pe uzine.

Necesarul de materiale va rezulta din înmulţirea matricei (35) a consumurilor specifice de materiale cu vectorul coloană $\|V_i\|_{n,1}$ al planului anual respectiv de producţie, exprimat prin producţiile V_i ale fiecărui produs P_i al ramurii, respectiv pentru fiecare centrală industrială şi pentru fiecare uzină. Se va obţine vectorul coloană:

$$\|G_k\|_{m,1} = \left\| \begin{matrix} g_{11} & g_{12} & \cdots & g_{1i} & \cdots & g_{1n} \\ g_{21} & g_{22} & \cdots & g_{2i} & \cdots & g_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ g_{k1} & g_{k2} & \cdots & g_{ki} & \cdots & g_{kn} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ g_{m1} & g_{m2} & \cdots & g_{mi} & \cdots & g_{mn} \end{matrix} \right\| \cdot \left\| \begin{matrix} V_1 \\ V_2 \\ \vdots \\ V_i \\ \vdots \\ V_n \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} G_1 \\ G_2 \\ \vdots \\ G_k \\ \vdots \\ G_m \end{matrix} \right\| \qquad (36)$$

Acest produs, respectiv vectorul coloană $\|G_k\|_{m,1}$, va da necesarul, pentru anul considerat, al diferitelor genuri de materiale pentru întreaga ramură, centralelor industriale şi uzinelor acestora, stabilindu-se astfel planul de aprovizionare tehnico-materială a anului respectiv.

Pentru efectuarea tuturor calculelor în timp util este necesară folosirea unui calculator electronic de mare capacitate.

Din prezentarea modelului matematic rezultă că materialul informaţional, necesar iniţial, este cel folosit în mod curent. El constă în:

a) codurile şi nomenclatorul produselor ramurii;

b) codurile şi nomenclatorul materiilor prime, materialelor şi colaborărilor interuzinale necesare realizării producţiei nomenclatorului ramurii;

c) sistemul de consumuri specifice de materii prime, de materiale, de colaborări interuzinale pentru realizarea produselor din nomenclatorul ramurii ;

d) fişele primare pentru produsele nomenclatorului ramurii, cu codul respectiv, şi care să conţină toate consumurile specifice de materii prime, de materiale şi de colaborări interuzinale.

Toate aceste informaţii trebuie să fie stocate în fişiere care să permită un acces cît mai uşor (cartele sau benzi perforate, benzi sau discuri magnetice).

Baza de date, o dată pusă la punct, va putea fi reactualizată continuu cu un efort minim.

Modelul matematic propus, folosind sistemul informaţional arătat, va putea răspunde operativ la rezolvarea unui mare număr de probleme de cea mai mare importanţă, la nivelul ramurii, la nivelul centralelor industriale şi uzinelor din ramura construcţii de maşini ; spre exemplu, el va putea determina, coordonat atît cu programele anuale de producţie, cît şi cu dinamica dezvoltării acestora :

— necesarul de materiale pe sortimente şi genuri ;

— capacităţile de producţie ale uzinelor furnizoare de materiale spre a satisface planul de aprovizionare ;

— planul de import de materiale ;

— planul de export al materialelor, rezultînd din capacităţile de producţie şi necesarul producţiei interne ;

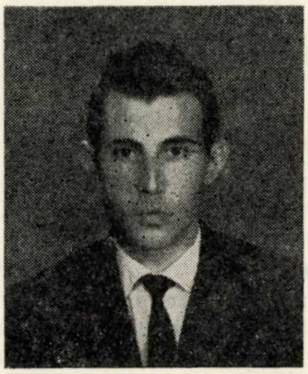
— planul de colaborări interuzinale ;

— posibilitatea optimizării planurilor de producţie în funcţie de anumite resurse de materiale, materii prime şi colaborări interuzinale.

Folosirea modelului matematic propus va necesita o acţiune ce se va desfăşura treptat în mod sistematic după stabilirea prelabilă a codificărilor de sub a) — d), începînd la nivelul uzinelor, apoi cu centralele industriale şi sfîrşind cu întreaga producţie a ramurii. Această acţiune va trebui să se încadreze în sistemul informaţional naţional.

Rezultă deci că modelul matematic propus permite introducerea folosirii lui în mod treptat, permiţînd generalizarea pe întreaga ramură, stabilind atît planurile anuale de aprovizionare tehnico-materială, cît şi cele de perspectivă, pe baza planurilor de producţie ale fiecărei uzine.

◆



CZ 621.835 :621.041.07

Procedeu pentru execuţia şablonului de copiat came

Ing. Liviu LUŢA – uzina „23 August" – Bucureşti

Liviu Luţa este absolvent al Facultăţii de mecanică, Secţia maşini termice şi motoare diesel, a Institutului politehnic-Bucureşti, promoţia 1965. De la absolvire lucrează în uzina „23 August", iniţial în fabricaţie în Secţia motoare, ulterior în compartimentul de proiectări, Centrul de proiectare al grupului de Uzine „23 August", Atelier motoare.

În construcţia de maşini, pentru realizarea unor sisteme de comandă mecanice, se utilizează adesea mecanismul cu camă, cu tachet plan sau cu rolă.

Lucrarea de faţă îşi propune analiza unor aspecte legate de fabricaţia camelor şi anume privind procedeul de rectificare prin copiere. Corectitudinea profilului camei constituie un factor important pentru obţinerea unei bune funcţionări a mecanismului. Aceasta implică exigenţe ridicate pentru profilul şablonului de copiat, a cărui execuţie este o operaţie deosebit de dificilă.

Dispozitivul de rectificat came

Fabricaţia de serie a camelor se execută pe maşini speciale de rectificat prin copiere, pornind de la un semifabricat degroşat în prealabil pentru a se asigura un adaos de prelucrare convenabil, relativ uniform pe conturul camei.

În figura 1 este prezentat schematic dispozitivul de copiere al unei maşini de rectificat came. Operaţia de rectificat se execută după o camă şablon *1*, denumită camă mamă, care este montată pe axul *2* al maşinii. Axul *3* pe care se găseşte cama de rectificat *4* este montat între vîrfurile maşinii coliniar cu axul 2, ax care îl antrenează în mişcare de rotaţie printr-un dispozitiv rigid de antrenare. Sania *5* a maşinii, ce susţine atît axul 2 cît şi axul cu piesa de rectificat, este basculantă, avînd

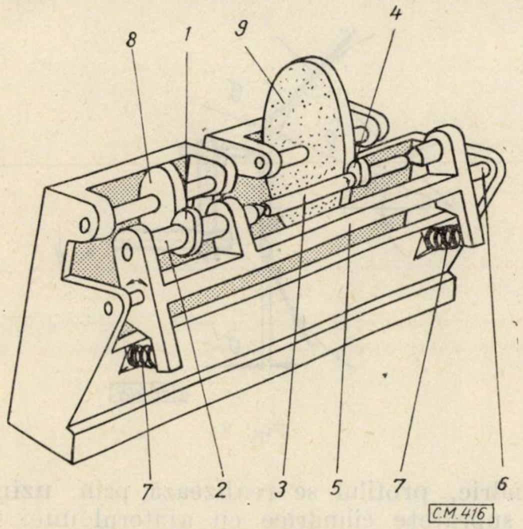


Fig. 1

posibilitatea de a oscila în jurul axului *6* montat în batiul maşinii paralel cu axul principal. Arcurile *7* asigură contactul permanent între rola de urmărire *8*, montată pe un ax fix în batiul maşinii şi cama mamă. Discul de rectificat *9*, antrenat în rotaţie de către un electromotor, este montat pe o sanie ce permite mişcările de avans transversal şi longitudinal al sculei. Rola de urmărire şi discul de rectificat sînt montate astfel încît centrele lor, împreună cu axul principal, determină un plan. Mişcarea de rotaţie a camei mamă determină, datorită contactului cu rola de urmărire, bascularea săniei *5*, astfel încît discul de rectificat prin aşchiere realizează cama *4*.

Realizarea unor came corecte este condiţionată de menţinerea în timp a profilului camei mamă. Pentru a se asigura o utilizare îndelungată a camei mamă, aceasta se dimensionează astfel încît solicitările de contact să aibă valori reduse. Este cunoscut, conform relaţiei lui Hertz, că valoarea solicitării de contact între două suprafeţe cilindrice (materialele acestora fiind date) nu depinde decît de lungimea suprafeţei de contact şi de razele de curbură în punctul de contact. De obicei lungimea suprafeţei de contact este redusă, deoarece, pentru a se putea monta mai multe came mamă pe axul 2 al maşinii, acestea sînt înguste ; în acest fel este posibilă rectificarea pe aceeaşi maşină a mai multor tipuri de came.

Controlul valorii solicitării de contact pe cama mamă se face prin dimensionarea adecvată a acesteia şi a rolei de urmărire, ale căror diametre de bază sînt astfel alese încît să asigure funcţionarea acestui ansamblu camă tachet în zona optimă din punct de vedere al solicitărilor de contact pentru o gamă variată de legi de mişcare a camelor executate. Acest deziderat se materializează în general printr-un diametru al cercului de bază mult mai mare petru cama mamă faţă de cea executată şi un diametru al rolei de urmărire mult mai mic decît al discului de rectificat. În cazul inegalităţii diametrelor menţionate, profilul camei mamă este diferit faţă de cel al camei executate. Pornind de la relaţiile cunoscute :

$$S = R + r + s[\text{mm}],\ s' = S' = \frac{dS}{d\varphi} = \frac{v}{\omega},[\text{mm},]$$

$$v = \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t},\ [\text{mm/s},] \qquad \mathrm{tg}\gamma = \frac{s'}{S},$$

unde s este deplasarea rolei tachetului, v şi a viteza şi acceleraţia acestuia, γ unghiul de presiune, ω viza unghiulară a camei şi, utilizînd notaţiile din figura 2, se pot deduce unele proprietăţi ale transformării profilelor realizate de către dispozitivul de copiere. Mărimile referitoare la cama mamă vor fi arătate cu indicele *1*, iar cele referitoare la cama executată, cu indicele *2*.

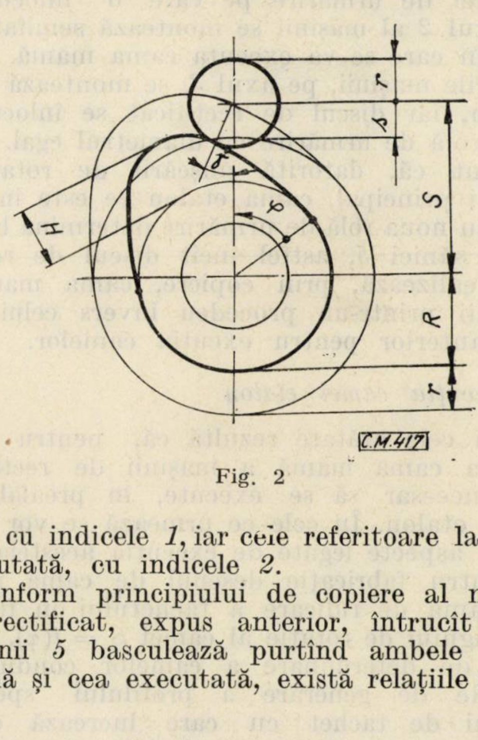


Fig. 2

Conform principiului de copiere al maşinii de rectificat, expus anterior, întrucît sania maşinii *5* basculează purtînd ambele camemamă şi cea executată, există relaţiile :

$$s_1 = s_2 = s,\quad v_1 = v_2 = v,\quad \omega_1 = \omega_2 = \omega$$

şi deci unghiurile de presiune pentru cele două came au valorile :

$$\gamma_1 = \mathrm{arctg}\,\frac{s'}{R_1 + r_1 + s},\ \gamma_2 = \mathrm{arctg}\,\frac{s'}{R_2 + r_2 + s}.$$

În general există inegalitatea $R_1 + r_1 \neq \neq R_2 + r_2$, ceea ce conduce în final la relaţia

$\gamma_1 \neq \gamma_2$ cînd $s' \neq 0$. Doar în cazul $s' = 0$, adică $v = 0$, condiţie îndeplinită pe cercul de bază şi la vîrful camei, unghiurile de presiune sînt egale, $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$,

Din cele expuse rezultă că mecanismul de copiere realizează, în funcţie de particularităţile sale constructive, o transformare a profilelor între cama mamă şi cea executată, menţinînd deschiderea unghiulară a camei şi plasarea vîrfului faţă de extremităţile profilului.

Principala problemă ce apare la introducerea în fabricaţie a unui nou tip de camă o constituie realizarea camei mamă a maşinii de rectificat. Operaţia este posibilă cu ajutorul unui dispozitiv care, montat pe maşina de rectificat came, permite execuţia acesteia prin copiere inversă, pornind de la o camă etalon, identică cu cama ce se va introduce în fabricaţie.

În acest scop, rola de urmărire se înlocuieşte cu un disc de rectificat antrenat de un electromotor, ansamblul fiind montat pe o sanie ce permite avansul transversal al sculei. Diametrul discului de rectificat este egal cu al rolei de urmărire pe care o înlocuieşte. Pe axul *2* al maşinii se montează semifabricatul din care se va executa cama mamă. Între vîrfurile maşinii, pe axul *3*, se montează cama etalon, iar discul de rectificat se înlocuieşte cu o rolă de urmărire cu diametrul egal. Este evident că, datorită mişcării de rotaţie a axului principal, cama etalon ce este în contact cu noua rolă de urmărire determină bascularea săniei *5*, astfel încît discul de rectificat realizează, prin copiere, cama mamă a maşinii printr-un procedeu invers celui descris anterior pentru excuţia camelor.

Execuţia camei etalon

Din cele arătate rezultă că, pentru a se realiza cama mamă a maşinii de rectificat, este necesar să se execute, în prealabil, o camă etalon. În cele ce urmează se vor trata unele aspecte legate de execuţia acesteia.

Pentru fabricaţie desenul de camă indică diagrama de ridicare a tachetului în funcţie de unghiul de rotaţie al camei $S = f(\varphi)$. Acest mod de determinare a camelor conduce la metode de generare a profilului specifice tipului de tachet cu care lucrează cama. Astfel, pentru camele cu tachet plan, profilul este înfăşurătoarea familiei de drepte a căror distanţă la centrul de rotaţie al camei este dată de legea $S(\varphi)$, în timp ce pentru camele cu tachet cilindric profilul este înfăşurătoarea familiei de cercuri de rază r ale căror centre se deplasează pe curba $S(\varphi)$.

Metodele de execuţie a camei etalon corespund acestor procedee de generare a profilului camei. Cama etalon pentru camele cu tachet plan se execută prin uzinarea de plane tangente la profilul camei conform diagramei de ridicare a tachetului, cu ajutorul unei freze frontale — în faza de degroşare — sau al unui cuţit rotitor ce taie frontal — în faza de finisare (fig. 3). În cazul camelor cu tachet cilindric, profilul se realizează prin uzinarea de suprafeţe cilindrice cu ajutorul unei freze — în faza de degroşare — sau al unui disc de rectificat în faza de finisare (fig. 4). Scula utilizată, ce are diametrul egal cu al rolei tachetului, ocupă succesiv poziţiile indicate în diagrama de ridicare a tachetului, realizînd astfel profilul camei.

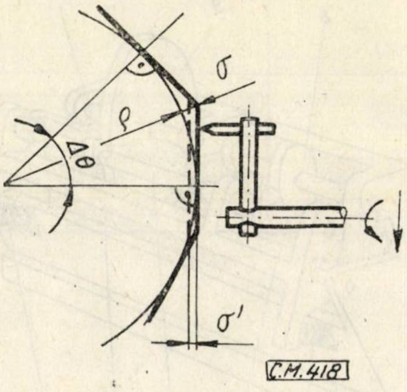


Fig. 3

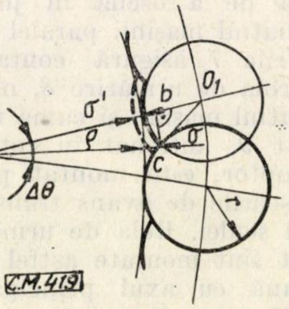


Fig. 4

Profilul realizat al camei etalon prezintă abateri faţă de cel teoretic. Mărimea abaterilor admisibile faţă de profilul teoretic se determină în funcţie de regimul dinamic al mecanismului cu camă şi este stabilită prin proiect. Abaterile profilului real faţă de cel teoretic prin natura lor sînt de două tipuri:

— erori de uzinare σ'

— abateri σ generate de imposibilitatea de a se uzina utilizînd un pas unghiular $\Delta\theta$ infinit mic.

Mărimea erorilor de uzinare σ' este funcţie de precizia maşinii-unelte utilizate şi de atenţia lucrătorului. Teoretic, aceste erori prin măsuri adecvate pot fi reduse la zero, astfel încît pentru compararea celor două procedee de execuţie a camelor etalon importante sînt abaterile σ.

Mărimea abaterilor σ este funcție de pasul unghiular $\Delta\theta$ utilizat la uzinare, de raza de curbură a profilului cît și de metoda de execuție a camei etalon.

În cazul camei executate prin plane tangente la profil, admițînd că raza de curbură este constantă între două puncte succesive, cu notațiile din figura 3 se poate scrie relația:

$$\cos\frac{\Delta\theta_1}{2}\approx\frac{\rho}{\rho+r}, \tag{1}$$

relație din care, în funcție de abaterea σ admisibilă și de raza de curbură minimă a profilului, se poate stabili pasul unghiular necesar pentru uzinare.

Pentru came executate prin suprafețe cilindrice tangente la profil (fig. 4), relația între abaterea σ și pasul unghiular $\Delta\theta_2$ poate fi stabilită în cadrul aceleiași aproximații admise și în cazul precedent:

$$r^2 = bc^2 + O_1b^2,$$

$$bc \approx \rho\frac{\Delta\theta_2}{2},$$

$$r^2 \approx \left(\rho\frac{\Delta\theta_2}{2}\right)^2 + (r-\sigma)^2.$$

Neglijînd σ^2, care este un infinit mic de ordin superior, se obține:

$$\Delta\theta_2 = \sqrt{\frac{8r\sigma}{\rho^2}}. \tag{2}$$

Comparația relațiilor (1) și (2) permite stabilirea unei relații (3) între $\Delta\theta_1$ și $\Delta\theta_2$ pentru obținerea unor abateri σ egale în cazul executării aceluiași profil prin cele două procedee tehnologice arătate:

$$\Delta\theta_2 = \sqrt{8k\left(\frac{1}{\cos\frac{\Delta\theta_1}{2}-1}\right)}, \tag{3}$$

unde s-a notat $k=\frac{r}{\rho}$.

Această relație, reprezentată în figura 5, arată că procedeul de realizare a camei etalon prin suprafețe cilindrice este inferior prin mărimea abaterilor realizabile pentru același pas unghiular, față de primul procedeu tehnologic menționat.

De asemenea acest procedeu prezintă și unele dezavantaje de ordin tehnologic cum sînt:

— necesitatea de a lucra cu turații deosebit de ridicate ale discului de rectificat pentru a se asigura o viteză de așchiere suficientă în cazul camelor avînd rola tachetului de diametru mic;

— în timpul finisării prin rectificare, datorită uzurii, diametrul discului de rectificat se micșorează apărînd astfel erori suplimentare.

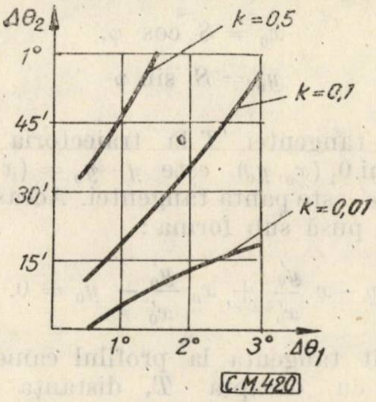


Fig. 5

Considerentele enunțate arată că pentru realizarea camei etalon este preferabil procedeul prin plane tangente. Acest procedeu este direct aplicabil pentru camele cu tachet plan după desenul de execuție ce indică legea de mișcare a tachetului, adică în funcție de unghiul de rotație al camei este dată distanța dintre centrul de rotație al camei și planul descris de cuțitul rotitor; din contra, pentru camele cu tachet cu rolă procedeul nu mai este aplicabil după legea de mișcare a tachetului indicată pe desen. Pentru aplicarea acestui procedeu tehnologic și în cazul acestui tip de camă, este necesară indicarea profilului într-o formă transformată, asemănător ca pentru camele cu tachet plan, prin distanța D dintre tangenta la profil T_1 și centrul de rotație al camei și prin unghiul θ dintre normala N la profil în acel punct și un punct de referință de pe camă, de exemplu originea ei (fig. 6).

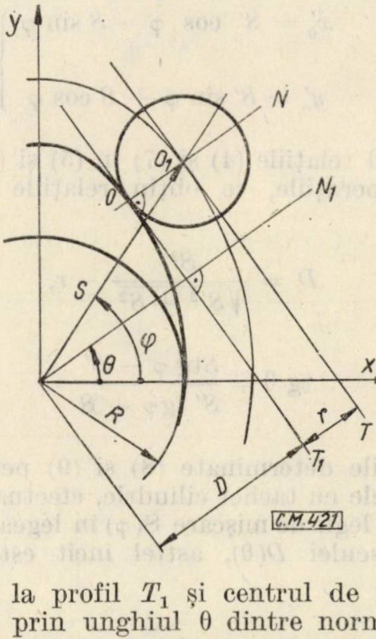


Fig. 6

Pentru efectuarea acestei transformări se scrie legea de mişcare a tachetului în coordonate parametrice. Considerăm tachetul într-un moment oarecare, centrul său O_1 avînd coordonatele polare S şi φ:

$$x_0 = S \cos \varphi,$$

$$y_0 = S \sin \varphi \tag{4}$$

Ecuaţia tangentei T la traiectoria centrului tachetului $0_1(x_0, y_0)$ este $y-y_0 = (x-x_0)y'_0/x'_0$, unde y'_0/x' este panta tangentei. Această ecuaţie poate fi pusă sub forma:

$$y-x\frac{y'_0}{x'_0} + x_0\frac{y'_0}{x'_0} - y_0 = 0.$$

Întrucît tangenta la profilul camei T_1 este paralelă cu dreapta T, distanţa D poate fi determinată cu relaţia:

$$D = \frac{x_0\dfrac{y'_0}{x'_0} - y_0}{\sqrt{1+\left(\dfrac{y'_0}{x'_0}\right)^2}} - r \tag{5}$$

Unghiul θ dintre normala la profil şi originea camei este dat de relaţia:

$$\operatorname{tg} \theta = -\frac{x'_0}{y'_0}. \tag{6}$$

Relaţiile (5) şi (6) pot fi puse într-o formă mai comodă pentru calcul. În acest scop se efectuează derivatele x'_0 şi y'_0:

$$\left.\begin{aligned} x'_0 &= S' \cos \varphi - S \sin \varphi, \\ y'_0 &= S' \sin \varphi + S \cos \varphi \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Înlocuind relaţiile (4) şi (7) în (5) şi (6) şi efectuînd operaţiile, se obţin relaţiile finale de calcul:

$$D = \frac{S^2}{\sqrt{S'^2 + S^2}} - r, \tag{8}$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{S \operatorname{tg} \varphi - S'}{S' \operatorname{tg} \varphi + S}. \tag{9}$$

Relaţiile determinate (8) şi (9) permit, pentru camele cu tachet cilindric, efectuarea transformării legii de mişcare $S(\varphi)$ în legea de deplasare a sculei $D(\theta)$, astfel încît este posibilă realizarea camei etalon prin uzinarea de plane tangente la profil.

În cazul cînd legea de mişcare a tachetului cilindric S (φ) este cunoscută sub formă analitică, efectuînd derivata $S'(\varphi)$ cu relaţiile (8) şi (9) se poate calcula punct cu punct legea de deplasare a sculei $D(\theta)$. În general este foarte dificil, în special pentru came avînd profilul realizat prin o succesiune de legi de mişcare, de dedus, din forma numerică a legii de mişcare indicată pe desenul de execuţie, expresia analitică a acestora. În consecinţă, această modalitate de calcul nu este aplicabilă decît atunci cînd proiectul camei etalon este executat cunoscînd proiectul camei.

Dacă, pentru came cu tachet cilindric, este necesar să se execute cama etalon cunoscînd doar desenul de execuţie al camei, valoarea derivatei în punctul i poate fi calculată cu relaţia:

$$S'_i = \frac{S_{i+1} - S_{i-1}}{2}\frac{1}{\Delta\varphi}. \tag{10}$$

Procedînd astfel, metoda expusă este aplicabilă şi în cazul cînd legea de mişcare a tachetului este cunoscută doar în formă numerică. Pentru a se asigura o precizie bună a calculului este necesar să se considere un număr suficient de mare de puncte de calcul ce să conducă la valori $\Delta\theta$ suficient de mici pentru a obţine abateri σ admisibile faţă de profilul teoretic.

Concluzii

Procedeul de calcul prezentat permite realizarea camei etalon şi pentru camele cu tachet cilindric prin metoda execuţiei de plane tangente la profilul camei, metodă care după cum s-a arătat este de preferat. Bineînţeles, această metodă de execuţie nu este aplicabilă decît pentru came cu profilul convex. Volumul de calcul necesar pentru transformarea legii $S(\varphi)$ în $D(\theta)$ este important, însă relaţiile de calcul stabilite pot fi uşor programate pentru maşini electronice de calcul, conducînd astfel la reducerea importantă a acestuia. Precizia profilului obţinut prin această metodă de execuţie justifică întrutotul efortul de proiectare suplimentar necesar întrucît astfel se asigură corectitudinea camei mamă a maşinii de rectificat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tutunaru, D.* Mecanisme cu came. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1959.

[2] *Rothbart, H. A.* Cams New York, John Wiley § Sons.

◆

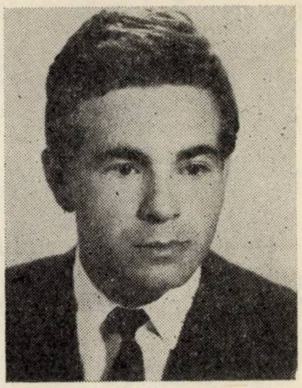
Calculul pulsațiilor proprii de încovoiere la un arbore cu n volanți

N. Moşu

Dr. ing. N. MOŞU – Universitatea din Braşov
Matem. V. MOAŞA – Uzina „Tractorul" Braşov

Nicolae Moşu a absolvit Facultatea de mecanică a Universității din Braşov în 1959. Este doctor inginer (Universitatea din Braşov) din 1971. În prezent este şef de lucrări (disciplina de mecanică) la Universitatea din Braşov.

Virgil Moaşa a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universității din Iaşi, în 1966. După absolvire a funcționat în cadrul serviciului Constructor şef al Uzinei „Tractorul" – Braşov timp de doi ani. Din 1968 este analist la Centrul de calcul al U.T. Bv.



V. Moaşa

În activitatea practică se întîlnesc frecvent arbori în mişcare de rotație pe care se găsesc, de regulă, mai mulți volanți. În general, ca urmare a erorilor de prelucrare şi a neomogenității materialului, centrele de greutate ale volanților nu coincid cu axa de rotație, iar atunci cînd arborii sînt orizontali această necoincidență este categorică, deoarece arborii se deformează sub acțiunea greutății proprii şi a greutății volanților. Ca urmare a celor arătate mai sus, în timpul mişcării de rotație apar forțele centrifuge care constituie o sursă perturbatoare avînd pulsația egală cu viteza unghiulară a arborelui. Cînd pulsația forțelor perturbatoare este egală cu una dintre pulsațiile proprii ale sistemului oscilant, format din arbore şi volanți, se produce fenomenul de rezonanță. Determinarea turațiilor pentru care se produce fenomenul de rezonanță, numite turații critice, prezintă o deosebită importanță practică, deoarece rezonanța trebuie evitată, ea ducînd la ruperea arborelui.

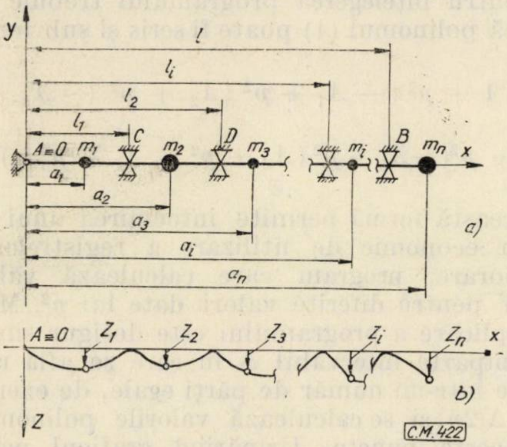


Fig. 1

Pentru determinarea pulsațiilor proprii de încovoiere ale unui sistem oscilant cum este cel în cauză, modelul matematic adoptat în prezenta lucrare neglijează masa arborelui, momentele giroscopice datorite variației planurilor de rotație a volanților şi inerția la rotație a acestora. În figura 1 este reprezentat un arbore orizontal cu n volanți, susținut de mai multe lagăre radiale şi de unul radial axial.

Presupunînd că arborele a fost scos din poziția de echilibru prin încovoierea lui într-un plan orizontal şi că se află în timpul mişcării într-o situație cum este aceea din figura 1, b, se observă că în acest plan asupra arborelui acționează numai forțele de inerție ale celor n mase. Calculînd deformațiile arborelui în dreptul volanților, provocate de forțele de inerție, cu metoda forțelor rezultă:

$$\begin{aligned} z_1 &= F_1^* \quad \alpha_{11} + F_2^* \quad \alpha_{12} + \ldots F_n^* \quad \alpha_{1n} \\ z_2 &= F_1^* \quad \alpha_{21} + F_2^* \quad \alpha_{22} + \ldots F_n^* \quad \alpha_{2n} \qquad (1) \\ &\cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot \\ z_n &= F_1^* \quad \alpha_{n1} + F_2^* \quad \alpha_{n2} + \ldots F_n^* \quad \alpha_{nn} \end{aligned}$$

unde $F_1^* = -m_1 \ddot{z}_1; F_2^* = -m_2 \ddot{z}_2; \ldots; F_n^* = -m_n \ddot{z}_n;$

$\alpha_{ij} = \alpha_{ji} (i,\ j = 1,\ zn)$ sînt coeficienții de influență care reprezintă deplasarea volantului i, provocată de o forță egală cu unitatea aplicată volantului j.

Înlocuind expresiile forțelor de inerție în relațiile (1) se obține sistemul de ecuații diferențiale care descrie vibrațiile volanților:

$$\begin{aligned} &m_1 \quad \alpha_{11} \ddot{z}_1 + m_2 \alpha_{12} \ddot{z}_2 + \ldots m_n \alpha_{1n} \ddot{z}_n + z_1 = 0 \\ &m_1 \alpha_{21} \ddot{z}_1 + m_2 \alpha_{22} \ddot{z}_2 + \ldots + m_n \alpha_{2n} \ddot{z}_n + z_2 = 0 (2) \\ &\cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot\ \cdot \\ &m_1 \alpha_{n1} \ddot{z} + m_2 \alpha_{n2} \ddot{z}_2 + \ldots m_n \alpha_{nn} \ddot{z}_n + z_n = 0 \end{aligned}$$

Pentru rezolvarea sistemului (2) se admit soluții armonice de aceeaşi pulsație şi aceeaşi fază, dar cu amplitudini diferite, $z_i = a_i$ sin $(pt + \varphi)$ $(i=1,\ n)$, care introduse în sistemul (2) conduc la un sistem algebric liniar şi omogen în a_i. Deoarece acest sistem trebuie să admită soluţii diferite de zero pentru amplitudinile a_i, determinantul lui D_n trebuie să fie zero :

$$D_n = \begin{vmatrix} 1-\alpha_{11}m_1p^2 & -\alpha_{12}m_2p^2 & \dots & -\alpha_{1n}m_np^2 \\ -\alpha_{21}m_1p^2 & 1-\alpha_{22}m_2p^2 & \dots & -\alpha_{2n}m_np^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -\alpha_{n1}m_1p^2 & -\alpha_{n2}m_2p^2 & \dots & 1-\alpha_{nn}m_np^2 \end{vmatrix} \quad (3)$$

Dezvoltînd determinantul (3) se obţine un polinom de gradul n în p^2 care reprezintă ecuaţia pulsaţiilor proprii :

$$Y=1-A_1p^2+A_2p^4-A_3p^6+\ldots+(-1)^nA_np^{2n}. \quad (4)$$

Polinomul (4) are n rădăcini reale şi pozitive, acestea fiind pulsaţiile proprii ale celor n moduri sub care poate oscila sistemul din figura 1.

Calculînd coeficienţii polinomului (4) prin dezvoltarea determinantului (3), pentru arbori cu doi şi trei volanţi, şi ordonînd la fel expresiile acestor coeficienţi rezultă :

1. arbore cu doi volanţi.

$$A_1 = \alpha_{11}m_1 + \alpha_{22}m_2,$$

$$A_2 = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{vmatrix} m_1m_2;$$

2. arbore cu trei volanţi

$$A_1 = \alpha_{11}m_1 + \alpha_{22}m_2 + \alpha_{33}m_3,$$

$$A_2 = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{vmatrix} m_1m_2 + \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{13} \\ \alpha_{31} & \alpha_{33} \end{vmatrix} m_1m_3 +$$

$$+ \begin{vmatrix} \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{vmatrix} m_2m_3, \quad A_3 = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{vmatrix} m_1m_2m_3$$

Din analiza acestor expresii rezultă, printr-un raţionament inductiv, regula de calcul a coeficienţilor pentru cazul unui arbore cu n volanţi.

Pentru coeficientul A rezultă o expresie de forma :

$$A_n = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \dots & \alpha_{1n} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \dots & \alpha_{2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \alpha_{n1} & \alpha_{n2} & \alpha_{n3} & \dots & \alpha_{nn} \end{vmatrix} m_1m_2m_3\ldots m_n,$$

iar coeficientul A_i $(i=1,n)$ este dat de suma tuturor minorilor diagonalei principale de ordinul i ce se pot obţine din determinantul de ordinul n al coeficienţilor de influenţă, fiecare minor fiind înmulţit cu i mase care corespund liniilor şi coloanelor minorului respectiv. Numărul minorilor din care este format coeficientul A_i este dat, desigur, de numărul combinărilor ce se pot face cu cele n mase luate cîte i.

Mai trebuie observat faptul că dacă se dispune de expresiile coeficienţilor ecuaţiei pulsaţiilor pentru un arbore cu n volanţi, atunci pentru arbori cu un număr mai mic de volanţi expresiile coeficienţilor se obţin prin anularea termenilor care conţin elemente ce nu fac parte din sistem (masele şi coeficienţii de influenţă cu indice superior).

După ce coeficienţii ecuaţiei pulsaţiilor proprii au fost calculaţi, rezolvarea ecuaţiei poate fi făcută cu metoda lui Lobacevski. Aflarea rădăcinilor polinomului (4) poate fi executată mai repede şi mai precis cu ajutorul unui calculator electronic.

Tabela 1

AV, *S*, *(BI)*↑, *S*, *(B)*↑ *S*, *(CI)*↑, *S*, *(C)*↑, *S*
1 A_1 A_2 A_3
(DI)↑, *S*, *(D)*↑, *S*, *(EI)*↑, *S*, *(E)*↑, *S*, *(FI)*↑, *Aw*
A_4, A_5, A_6, A_7, A_8,
S, *(F)*,↑ *(A)*,↑ *(FI)x*, *(E)*,+$(F)_x$*(EI)*+$(F)_x$*(D)*+*(F) x*, *(DI)*+
(F)x, *(C)*+,*(F)x*, *(CI)*+, *(F)x*, *(B)*+, *(F)x*, *(BI)*+, *A*◇*wv*

În tabela 1 este arătat programul de calcul pe calculatorul Olivetti Programa 101 al rădăcinilor polinomului (4) pentru un arbore cu opt volanţi. Limitarea programului la opt volanţi se datorează capacităţii de memorare pe care o are calculatorul amintit.

Pentru înţelegerea programului trebuie arătat că polinomul (4) poate fi scris şi sub forma :

$$Y = 1 + p^2(-A_1 + p^2(A_2 + p^2(-A_3 + p^2$$

$$(A_4 + p^2(-A_5 + p^2(A_6 + p^2 - A_7 + p^2A_8)))))).$$

Această formă permite întocmirea unui program economic de utilizare a registrelor de memorare, program care calculează valorile lui Y pentru diferite valori date lui p^2. Modul de aplicare a programului este desigur simplu. Se împarte intervalul Δ în care se află rădăcinile într-un număr de părţi egale, de exemplu $\Delta_1=\Delta/2n$, şi se calculează valorile polinomului în aceste puncte. Urmărind graficul polinomului trasat principal, se analizează dacă s-au separat toate rădăcinile. În caz contrar se calculează valorile polinomului şi în alte puncte, pînă se realizează separarea. După separarea rădăcinilor, se restrîng intervalele în care acestea se găsesc pînă la precizia dorită. Intervalul Δ în care se găsesc rădăcinile este dat de relația [3]:

$$\Delta = \sqrt{\frac{2}{n}\left[(n-1)\,(A_{n-1}/A_n)^2-2\cdot n(A_{n-2}/A_n)\right]}$$

Rezultatele unei aplicații referitoare la un arbore de secțiune circulară cu patru volanți, schematizat în figura 2, sînt arătate în tabela 2.

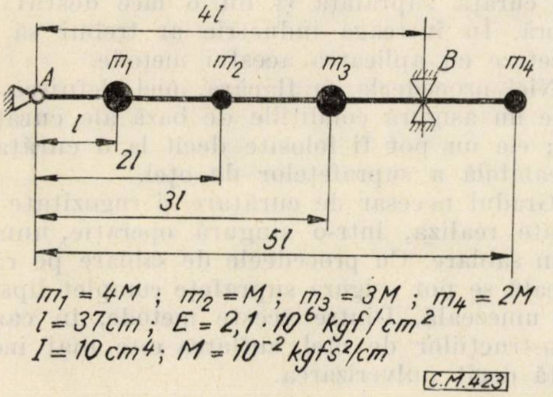

4l
A
m1
m2
m3
B
m4
l
2l
3l
5l
m1 = 4M ; m2 = M ; m3 = 3M ; m4 = 2M
l = 37cm ; E = 2,1·10⁶ kgf/cm²
I = 10cm⁴; M = 10⁻² kgfs²/cm
C.M.423

Fig. 2

Tabela 2

i	1	2	3	4
A_i	$238\cdot10^{-6}$	$9222\cdot10^{-12}$	$73408\cdot10^{-18}$	$80356\cdot10^{-24}$
p_i^2	5210,14	27965,17	110988,454	770509,283
Y_i	$-8\cdot10^{-8}$	$-5\cdot10^{-8}$	$-29\cdot10^{-8}$	$90\cdot10^{-8}$
n_i rot/min	689	1597	3181	8382

Valorile coeficienților de influență sînt:

$$\alpha_{ij} = 10^{-4}\left\|\begin{matrix} 18 & 22 & 14 & -15 \\ 14 & 32 & 18 & -24 \\ 14 & 22 & 18 & -21 \\ -15 & -24 & -21 & 40 \end{matrix}\right\|$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hamburger, L., Buzdugan, Gh.*: Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. București, Ed. tehnică, 1958.

[2] *Den Hartog, J. P.*: Vibrations mécaniques. Paris, Dunod, 1960.

[3] *Pic, Gh.*: Algebră superioară. București, Ed. didactică și pedagogică, 1966.

[4] *Ripieanu, A.* Mișcările vibratorii ale arborilor drepți și cotiți. București, Ed. Academiei, 1969.

CZ 621.793.02

Pregătirea suprafețelor pentru acoperiri combinate*

Dr. Endre NADASI

Introducere

Sub „acoperiri combinate" se înțeleg metalizările prin scufundare la cald sau pulverizare. Aceste sisteme de acoperiri au un avantaj comun, și anume ele asigură valori corespunzătoare în cadrul clasei I de protecție împotriva coroziunii (tabela 1). Aceasta înseamnă că folosirea lor este justificată chiar atunci cînd condiția de durabilitate indică clasa a II-a de protecție.

Dintre sistemele combinate, în cele ce urmează se vor prezenta numai acoperirile prin pulverizare metalică. Se vor face cunoscute rezultatele experimentale și practice, domeniile de aplicabilitate, și în sfîrșit se va demonstra eficiența acestor sisteme de acoperire și pe cale matematică. Deși experiențele efectuate s-au referit în primul rînd la caroseriile de oțel ale autovehiculelor, concluziile sînt valabile pentru toate ramurile industriale și pentru agricultură, iar tehnologia optimă, dezvoltată pe baza rezultatelor de laborator, este aplicabilă în toate aceste domenii cu aceeași eficiență.

Tabela 1

Valorile de protecție a sistemelor combinate de acoperire

Clasa de protecție anticorosivă	Durabilitatea planificată, în ani		Pulverizare de metal[1]	Scufundare la cald[2]	Ponderea construcției protejate
	rural	urban industrial	+ acoperirea cu vopsea		
I	20–30	12–20	+	–	*A*
			+	–	*B*
			+	+	*C*
			–	+	*D*
II	10–20	6–12	×	–	*A*
			×	–	*B*
			×	×	*C*
			–	×	*D*

1) Pe baza standardului maghiar 5784/3;
2) Pe baza standardului maghiar 5784/2
+ = cheltuielile raportate la durabilitate, m²/ani, sînt economice;
– = cheltuielile raportate la durabilitate, m²/ani, nu sînt economice,
x = este justificat la elemente de mari dimensiuni, greu accesibile;
A = 14 – 20 m²/t, respectiv 60 kg/m²;
B = 20 – 30 m²/t, respectiv 40 kg/m²;
C = 20 – 60 m²/t, respectiv 22 kg/m²;
D = 60 – 120 m²/t, respectiv 22 kg/m².

---

* Din: Gépgyártás technológia, nr. 12, p. 536.

Rezultate experimentale

Elementele de oțel ale autovehiculelor sînt expuse, în primul rînd, coroziunii din cauze meteorologice, iar unele dintre ele (de exemplu la autobuze), și coroziunii prin contact. Efectul coroziunii acide este mai mic decît cel al coroziunii meteorologice (iarna la drumurile presărate cu sare, la cadrul dimprejurul acumulatorului, la sistemul de eșapament la autovehicule cu motoare diesel și la șasiuri). Obiectivul experienețelor a constat în elaborarea unui sistem optim de acoperire anticorosivă, care să asigure evitarea, respectiv reducerea coroziunii survenite atît din cauze meteorologice, cît și prin contact.

Analiza metodelor de pregătire a suprafeței

Numai acea metodă de curățare superficială poate satisface cerințele unei eficiente protecții anticorosive care asigură realizarea unei suprafețe metalice cît se poate de curate și cu rugozitatea adecvată.

Prima condiție se realizează atunci cînd metalul de bază este lipsit de orice impuritate (scorie, rugină, ulei, apă, praf etc.).

Procedeele cele mai des aplicate la curățarea suprafețelor de oțel sînt indicate în tabela 2. Aplicarea unora dintre ele este de la bun început exclusă, prin natura construcțiilor respective de oțel.

Tabela 2

Metode aplicate la curățarea suprafețelor de oțel

Denumirea	Modul de executare
Procedee prin sablare	Suflare cu granule uscate Suflare cu granule ude
	Pulverizare cu granule uscate Pulverizare cu granule ude
Procedee chimice	Eroziune acidă Electroeroziune Reducere în soluție sărată
Polisare	Cu granule uscate Cu granule ude Cu granule și cu soluție
Procedee cu flacără	Încălzire în cuptor Greblare cu flacără
Șlefuire	Mecanică Manuală
Curățarea cu perii de sîrmă	Mecanică Manuală

Deși acizii dizolvă bine rugina, aplicarea metodelor chimice de transformare a ruginei (cu soluții) sînt limitate de dimensiunile băii și prezintă dezavantajul că sînt încete, necesitînd operații de neutralizare după prelucrarea cu acizi.

În cazul unor construcții de oțel de dimensiuni mai mari, pot intra în considerare numai metodele de suflare cu soluții. La asemenea execuții însă se poate asigura cu greu îndepărtarea completă a rămășițelor de acid (de exemplu la colțuri, la șuruburi), iar dacă rămîne acid pe suprafață, acesta constituie puncte de coroziune puternică.

Este regretabil că și astăzi încă se folosește pe scară largă peria de sîrmă. Se știe că această metodă este cea mai puțin eficientă. Peria de sîrmă nu îndepărtează rugina din striuri, nu curăță suprafața și nu o face destul de aspră. În întreaga industrie ar trebui să se înceteze cu aplicarea acestei metode.

Nici procedeele cu flacără, nici șlefuirea în sine nu asigură condițiile de bază ale curățării; ele nu pot fi folosite decît la o curățare prealabilă a suprafețelor de oțel.

Gradul necesar de curățare și rugozitate se poate realiza, într-o singură operație, numai prin sablare. Cu procedeele de sablare pe cale uscată se pot asigura suprafețe complet lipsite de umezeală. Dintre aceste metode, în cazul construcțiilor de oțel, suflarea este mai indicată decît pulverizarea.

Examinarea grundurilor

O dată ce suprafața de oțel ce trebuie protejată este curată și destul de rugoasă, ea trebuie acoperită cu grund în cel mai scurt timp.

Grundul își îndeplinește menirea dacă:

— aderă complet la metalul de bază:

— mărește aderarea vopselei de acoperire (este rugos);

— asigură o protecție temporară, între aplicarea grundului și a stratului de acoperire.

Tabela 3

Grundurile studiate

Metalul de bază	Modul de curățare a suprafeței (granule de mărimea standardului magbiar 4506 – 62)	Grund de vopsea	Grosimea stratului m
Oțel moale laminat	Cu peria de sîrmă Sablare (100)	Oxid roșu de bauxită cu romalchid	100 – 510
	Cu peria de sîrmă Sablare (100)	Wash Primer	50
	Sablare (100)	Fosfatare la cald	5 – 10
		Al pulverizat și periat cu peria de sîrmă	200
		Zn pulverizat + Al pulverizat	150 + 200
Anticorosiv seminobil	Eroziune acidă	Strat cu oxidare anodică prin imersiune	50 – 70

În vederea reducerii coroziunii de contact survenită la atingerea suprafeţelor de oţel şi aluminiu, experienţele s-au extins, în afară de suprafeţele de aluminiu, şi asupra unor suprafeţe anticorosive în stare seminobilă (Al-Mg-Si) (tabela 3).

Obiectivul studiului a fost să se constate în ce măsură corespund grundurile la cele trei condiţii de mai sus.

Aderarea grundurilor studiate la metalul de bază.

Pentru determinarea aderării grundurilor la metalul de bază s-au aplicat procedee metalografice. S-a constatat că aderarea oxidului roşu de bauxită cu romalchid pe o suprafaţă de oţel curăţată cu peria de sîrmă nu dă rezultate bune. Vopseaua aplicată pe o astfel de suprafaţă se aşterne ca o peliculă pe particulele de rugină poroasă rămase, fără să umple porii şi să pătrundă pînă la metalul de bază. Sub acţiunea umezelii, rugina creşte şi ridică pelicula de vopsea. A vopsi suprafeţe pregătite în acest fel înseamnă muncă inutilă şi bani aruncaţi.

Figura 1 arată aderarea stratului de Wash Primer la o suprafaţă de oţel curăţată prin sablare. Pe o suprafaţă metalică curentă şi rugoasă, buna aderare a grundului este asigurată. Nu pot rămîne particule de rugină, ele fiind îndepărtate de materialul abraziv suflat cu ajutorul unui echipament pneumatic.

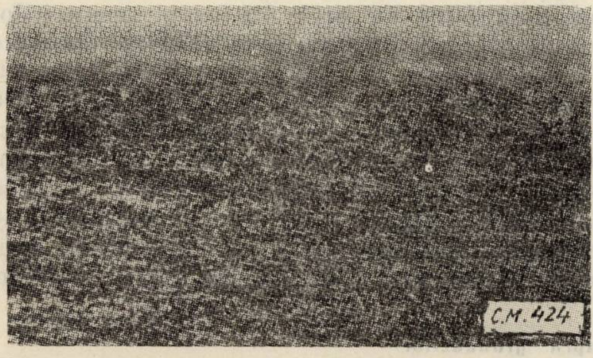


Fig. 1. — Secţiunea unui strat acoperitor de oxid roşu de bauxită cu romalchid, aplicat pe oţel moale curăţat cu peria de sîrmă ; circa 250×.

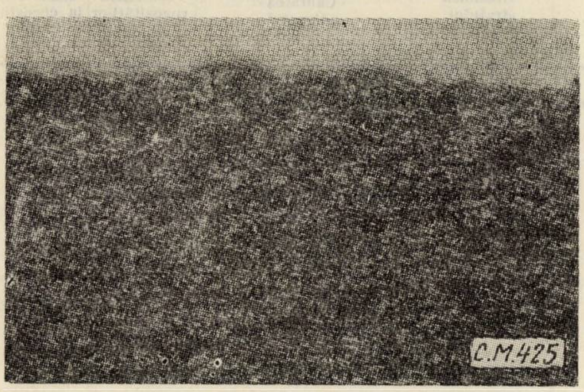


Fig. 2. — Secţiunea unui strat acoperitor de Wash Primer, aplicat pe o suprafaţă de oţel moale sablat ; circa 250 ×.

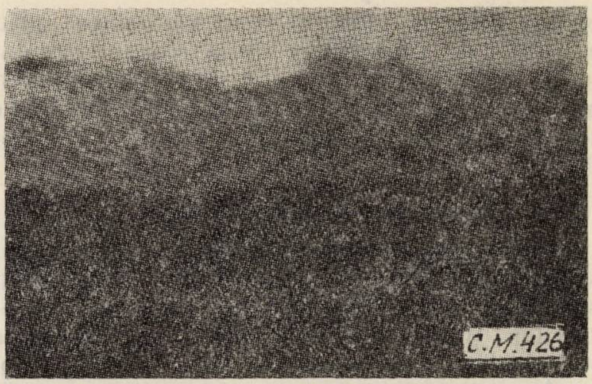


Fig. 3 Secţiunea unei suprafeţe de oţel moale, sablată şi fosfatată la cald ; circa 250 ×.

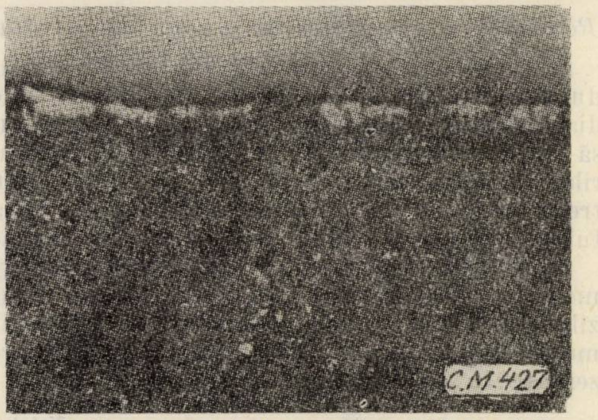


Fig. 4. Secţiunea unui strat acoperitor dublu de 0.15 mm Zn + 0,2 mm Al, pulverizat pe o suprafaţă de oţel moale sablat ; circa 250×.

În figura 2 se poate vedea secţiunea unei suprafeţe de oţel moale sablat şi fosfatat la cald. Pe o suprafaţă curată există condiţii mai favorabile pentru formarea stratului de fosfat de fier decît pe un metal de bază identic, curăţat doar cu peria de sîrmă.

Figura 3 arată aderarea acoperirii metalice duble, pulverizată cu 0,15 mm Zn + 0,2 mm Al. Componentele acestui strat compus aderă bine la metalul de bază, şi dacă se aplică unul cîte unul, asigură un strat cu coeziunea cerută.

Figurile 4 şi 5 arată secţiuni în suprafeţe anticorosive în stare seminobilă, pregătite prin

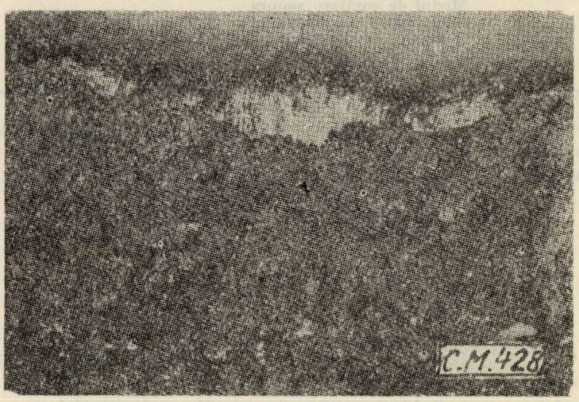


Fig. 5 Secţiunea unei suprafeţe anticorosive seminobile, pregătită cu procedeul oxidării anodice prin pulverizare, după ce a fost corodat cu acizi ; circa 250×.

oxidare anodică. Primul strat s-a aplicat prin procedeul de pulverizare după eroziune acidă, cel de al doilea strat s-a aplicat prin imersiune după sablare. Și la aceste suprafețe iese clar în evidență avantajul curățării prin sablare.

Rugozitatea grundurilor studiate

Studiul rugozității suprafețelor grundurilor s-a executat cu un microscop Schmalz, pentru măsurarea șlifului suprafețelor. Înălțimile asperităților prezentate de diferitele suprafețe s-au măsurat în raport cu (R_z) 20—20. Valorile din tabela 5 sînt media aritmetică a măsurărilor 20—20.

Rezistența la coroziune a grundurilor studiate

În practică se întîmplă de multe ori ca după aplicarea grundului, să nu urmeze imediat stratul acoperitor. Este deci important să se cunoscă rezistența la coroziune a grundurilor în sine, adică să se știe cît timp poate trece între aplicarea grundului și cea a stratului acoperitor, fără pericol de coroziune. Grundurile aplicate pe suprafețele de oțel moale au fost supuse unei încercări de 90 de zile expunere. Datele referitoare la condițiile meteorologice pe durata expunerii sînt prezentate în tabela 4.

Tabela 4

Date meteorologice în timpul studiului

Luna	Temperatura medie, C°	Cantitatea de precipitații, mm,	Zile cu precipitații	Ore cu soare	Conținutul in umezeală %
			număr		
IV	11,9	35	11	182	58
V	16,4	82	11	247	58
VI	19,3	79,9	12	249	63

Rezultatele studiului cu perioadele de timp în care nu au apărut semne de coroziune, sînt cuprinse în tabela 5.

Grundurile aplicate pe suprafețe de oțel pot fi evaluate cu ajutorul tablei comparative a rezultatelor studiului (tabela 5). Datele tabelei justifică avatajele importante ale acoperirilor prin metalizare.

Studiul acoperirilor protectoare.

Rezultatele experimentale referitoare la grunduri rezolvă multe probleme, dar din aceste date nu se pot trage concluzii definitive. De aceea a trebuit examinat și comportamentul acestor grunduri, mai mult sau mai puțin rezistente în sine, combinate cu acoperiri protectoare.

S-au studiat 48 de variante de suprafețe de oțel și 16 variante de suprafețe anticorosive seminobile. Stropirea cu sare 336 ore, respectiv 672 ore, și expunerea de aproape 10 ani la condițiile naturale au demonstrat unanim superioritatea acoperirilor combinate.

Se poate ridica problema : care este cauza rezistenței deosebite la coroziune a acoperirilor combinate? Explicația este pe scurt următoarea : Metalul pulverizat pe o suprafață curată asigură oțelului o protecție anodică, chiar nevopsit și în straturi subțiri; dacă intervine electrolitul, metalul pulverizat se dizolvă și, pînă la distrugerea totală împiedică corodarea suprafeței de oțel. În cazul acoperirilor combinate însă situația este diferită, deoarece în primul rînd pe suprafețele metalizate rugoase orice vopsea aderă excelent, pe de altă parte primul strat de vopsea umple porii eventual deschiși ai metalului pulverizat, deci împiedică pătrunderea electrolitului și crearea elementelor locale. Grundul de metalizare și vopseaua aplicată peste el își măresc reciproc efectul protector : durabilitatea vopselei

Tabela 5

Rezultatele studiului asupra grundurilor

Grundul metal	Modul de curățare asupra feței (mărimea granulației conform tandardului maghiar) 4506−62	Tipul de vopsea	Grosimea stratului µm	Calitatea aderenței	Înălțimea rugozităților (R_z) µm	Rezistența la coroziune zile
Oțel moale laminat	Cu peria de sîrmă	Oxid roșu de bauxită romalchid	100−150	Aderență slabă	18	13
	Sablare (100)			Aderență bună	21	20
	Cu peria de sîrmă	Wash Primer	40−50	Aderență slabă	22,3	7
	Sablare (100)			Aderență bună	26,4	8
	Sablare (100)	Strat de fosfatat la cald	5−10	Chimică	34,4	6
	Sablare (100)	Al pulverizat, periat ulterior	200	Aderență bună	130	90>
	Sablare (100)	Zn pulverizat Al pulverizat	100+200	Aderență bună	140	90>

se măreşte de 2–5 ori, iar cea a acoperirii metalice creşte de 2–3 ori faţă de cea a unei suprafeţe nevopsite.

Rezultate practice

Pe baza datelor experimentale arătate, s-a putut elabora teoretic tehnologia optimă de protecţie a suprafeţelor. A mai rămas verificarea practică.

În cadrul unor experienţe uzinale, suprafeţele de oţel ale caroseriilor care ajung în contact cu plăci de aluminiu, după sablare, au fost metalizate cu aluminiu şi, după şlefuire, au fost acoperite cu un strat de Wash Primer (fig. 6). În vederea reducerii zgomotului plăcilor de acoperire, s-a folosit placă de spumă din material plastic Hungarocell. Şuruburile care fixau plăcile aveau o acoperire galvanică.

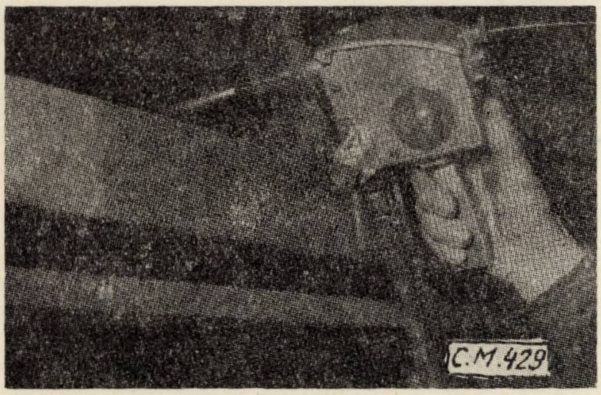


Fig. 6 Secţiunea unei suprafeţe anticorosive seminobile, pregătită cu procedeul oxidării anodice prin imersiune, după sablare; circa 250×.

Eficienţa metodelor a fost studiată prin demontarea parţială a autovehiculelor la fiecare 150.000 km.

Rezultatele practice au depăşit cu mult previziunile modeste, făcute pe baza măsurătorilor. Caroseria cu suprafeţele tratate după noile metode a parcurs 801 434 km fără nici o urmă de coroziune, avînd în total trei reparaţii capitale. Caroseriile cu suprafeţele tratate cu metode tradiţionale ar executa acest kilometraj cu cinci reparaţii capitale, dar nu se ajunge la acest număr deoarece de obicei ele sînt scoase din uz general după 400 000 km.

Eficienţa sistemului de acoperire combinată

În vederea determinării rapide şi simple a eficienţei sistemului de acoperire combinată, precum şi în vederea comparării cu alte straturi protectoare, s-au elaborat unii indicatori de rezistenţă la coroziune.

Indicatorii pot fi folosiţi la acoperirile de toate felurile (vopsea, material plastic, acoperiri galvanice); combinarea lor la acoperiri este posibilă şi din punct de vedere matematic.

Dintre indicatorii de rezistenţă la coroziune cel care se referă la suprafeţele mari (plane şi profilate) este:

$$K_1 = \frac{\varepsilon_1}{t \cdot j_1} \text{ forinţi/zile sau forinţi/ani}$$

unde:

ε_1 — factorul de cheltuială (forinţi);
t — factorul timp, zile sau ani;
j_1 — factorul posibilităţii de reparare.

Factorul de cheltuială (ε_1)

Produsul:

$$\varepsilon_1 = F \cdot \gamma, \text{ forinţi,}$$

referitor la suprafaţa dată şi la un anumit procedeu de acoperire, unde:

F — suprafaţa de acoperire, m²;
γ — factor tehnologic: costul acoperirii unei suprafeţe de 1 m², forinţi/m²:

$$\gamma = A + E + M + A_m, \text{ ft/m}^2,$$

unde:

A — preţul materialului, ft/m²;
E — energia, ft/m²;
M — salarii, ft/m²
A_m — amortizarea pe salarii, ft/m²,

Factorul timp (t)

Factorul timp reprezintă perioada în care nu se observă semne de coroziune. În caz de solicitare experimentală, el înseamnă timpul cît a fost ţinut corpul de probă în instalaţia de urmărire, în zile.

Factorul posibilităţii de reparare (j_1)

Factorul posibilităţii de reparare caracterizează în cifre măsura în care întregul sistem de acoperire poate fi reparat (tabela 6). Pentru un exemplu cifric detaliat privind aplicarea indicelui (vezi [1] din bibliografie).

Tabela 6

Factorii posibilităţii de reparare

	Operaţiile de executat	j_1
În caz de deteriorare a stratului de acoperire	Intregul sistem de acoperire trebuie refăcut	0,25
	Vechiul grund poate fi acoperit cu un strat nou o singură dată	0,5
	Vechiul grund poate fi acoperit cu un strat nou de mai multe ori	1,0

* Grundul nu se referă numai la straturile de vopsea.

Trebuie accentuat faptul că, la aprecierea eficienţei, în afară de valorile matematice ale indicilor metodelor comparate, trebuie să se ia în considerare nu numai costul primei acoperiri ci și cheltuielile eșalonate ale reparațiilor; de exemplu la cheltuielile desfacerii și reasamblării se vor adăuga și eventualele pierderi cauzate de oprirea instalațiilor în cauză.

Dacă comparăm sistemele de acoperiri combinate cu alte acoperiri din aceste puncte de vedere, atunci avantajele lor tehnico-economice sînt indiscutabile.

Concluzii

Cauza principală a eficienței acoperirilor constă în pregătirea suprafeței, executată cu grijă și competență. Această pregătire, fără îndoială, costă mai mult decît cea tradițională, dar plusul de cheltuieli se recuperează înzecit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nádasi, E.* — Simo Tamásné: A szórt és szóróhegesz tett fémbevonatok alkalmazási lehetöségei. Kórrózios Figyelö, 1967, 5. sz. 151—161. 0.

[2] *Nádasi, E.*: A fémszórás. Müszaki Könyvkiadó, 1960.

[3] *Csokán — Nádasi — Sági*: Termikus fémbevonatok. Muszaki Konyvkiado, 1964.

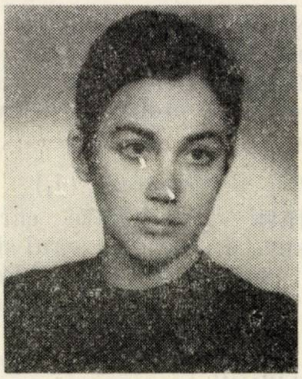
[4] *Nádasi, E.*: A fémszorás korszerü módszerei. Doktori értekezés. Kézirat, 1960.

◆

CZ 621.941.23 :628.517.2.

Combaterea zgomotului la strungurile automate și revolver

Ing. Anna STERNBERG – ICSPM – București



Anna Sternberg a absolvit Facultatea de electrotehnică a Institutului politehnic din București, în 1969. Este cercetător științific la Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii — București, în cadrul căruia efectuează studii și lucrări privind căile și mijloacele de combatere a zgomotului produs de utilajul industrial.

În general, atelierele și halele în care funcționează strunguri automate constituie zone poluate intens cu zgomot nociv.

La strungurile normale, zgomotul mașinii-unelte (produs de organele de comandă, mecanismele lanțului cinematic etc.) este de obicei mai ridicat decît zgomotul tehnologic (generat de operațiile de așchiere). Situația diferă la strungurile automate și revolver, la care ponderea cea mai mare în nivelul presiunii acustice propagate o are zgomotul tehnologic ce ia naștere la lovirea barelor, care se prelucrează, de tubul (tija) de ghidare a acestora. Presiunea acustică cea mai mare se degajă în zona de intrare a barelor în blocul cu axele principale ale strungului. Mărimea zgomotului generat la nivelul tuburilor de ghidaj diferă după tipul și dimensiunile tubului, iar la o aceeași mașină-unealtă depinde de materialul prelucrat, forma și dimensiunile secțiunii barei, cum și de gradul de curbură al acesteia.

1. Limitele admise de norme pentru zgomotul produs de strunguri

Normarea zgomotului se poate face după două criterii: de protecția muncii și tehnic. Primul criteriu este legat de acțiunea nocivă a zgomotului asupra omului. În țara noastră, limitele pentru nivelele de zgomot admise sînt stabilite de normele republicane de protecţia muncii, după gradul de atenţie necesar la un anumit loc de muncă şi nocivitate. În atelierele de strunguri automate, curba limită de zgomot se consideră curba Cz85 (fig. 1 şi tabela 1).

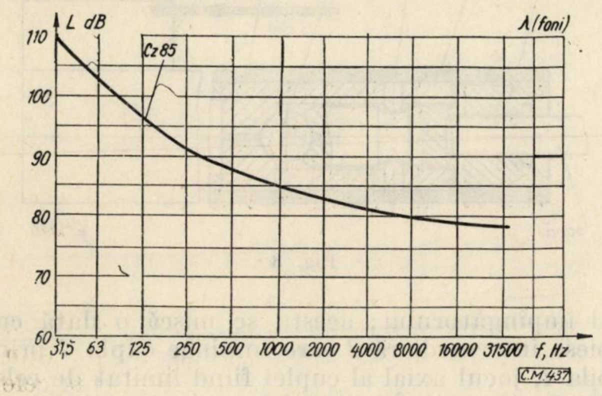


Fig. 1

Tabela 1

Frecvenţa, Hz	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16 000	31 500
Nivelul presiunii acustice pentru curba Cz85, dB	110	103	96	91	88	85	83	81	80	79	78

Nivelul de tărie acustică limită corespunzător este 90 foni.

Cel de al doilea aspect se referă la normarea zgomotului generat de utilaj şi stabileşte nivelul zgomotului recunoscut ca iminent pe care îl generează un anumit agregat (atunci cînd nu prezintă defecţiuni de fabricaţie sau un grad de uzură înaintat), nivelul de zgomot respectiv caracterizînd funcţionarea în gol a utilajului. Măsurările acustice se execută în acest caz ca măsurări de tip asupra utilajului aflat pe bancul de probe.

Atît pe plan naţional cît şi internaţional există puţine norme tehnice pentru limitarea zgomotului utilajelor. Valorile limită adoptate cresc în general cu creşterea parametrilor acestora, depăşind limitele definite ca nocive pentru locurile de muncă. Aşa este de exemplu standardul de maşini electrice STAS 8274-68, la care nivelul zgomotului admis pentru maşini de puteri 45 — 1000 kW atinge 90 — 105dB(A).

În ceea ce priveşte maşinile unelte, o normă care stabileşte limitarea nivelului de zgomot al acestora este recenta normă poloneză PN-M-55-725. Aceasta consideră, pentru strunguri de mărime 100 — 1000, o valoare limită a tăriei acistice de 75 — 85 dB (A), iar pentru strungurile revolver, 75 dB (A). După informaţiile pe care le deţinem, preocupări de normare a zgomotului maşinilor-unelte există şi în U.R.S.S. ; o propunere de proiect de normă de zgomot s-a elaborat recent de către Institutul ENIMS din Moscova.

În ultima vreme, în ţara noastră s-a iniţiat o intensă acţiune de normare a zgomotului generat de diferite utilaje. Astfel, este în curs de apariţie un standard care stabileşte metodele de măsurare ale zgomotului produs de maşinile-unelte, cu perspectiva elaborării ulterioare a unui standard de nivele limită. Atît standardul de metodă (care va fi urmat de măsurări sistematice la seriile de maşini-unelte) cît probabil şi cel de nivele limită vor trata zgomotul maşinii la mers în gol. Dacă la strungurile normale faptul e puţin important deoarece zgomotul tehnologic este de obicei inferior zgomotului maşinii, la strungurile automate şi revolver faptul că nu se va limita nivelul de zgomot la mers în sarcină periclitează, în lipsa unor restricţii, achiziţionarea de către întreprinderile industriale a unor maşini silenţioase. De aceea, în atenţia constructorilor de maşini-unelte şi în sprijinul întreprinderilor industriale care au ateliere de strunguri automate sau revolver, lucrarea de faţă prezintă date asupra nivelului de zgomot şi metode de combatere ale acestuia la strungurile automate şi revolver.

2. *Metode şi mijloace de combatere a zgomotului produs de strungurile automate şi revolver*

Pentru reducerea nivelului de zgomot produs de strungurile automate şi revolver sub limitele nocive (curba Cz85) este necesar să se atenueze zgomotul generat prin lovirea barei de tubul de ghidare.

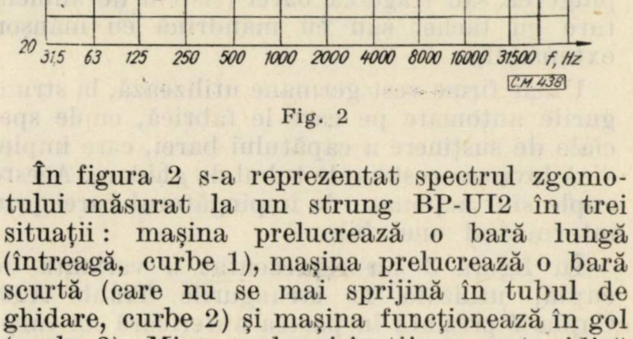


Fig. 2

În figura 2 s-a reprezentat spectrul zgomotului măsurat la un strung BP-UI2 în trei situaţii : maşina prelucrează o bară lungă (întreagă, curbe 1), maşina prelucrează o bară scurtă (care nu se mai sprijină în tubul de ghidare, curbe 2) şi maşina funcţionează în gol (curbe 3). Mişcarea barei în tija suport ridică nivelul zgomotului cu pînă la 28 dB în domeniul de frecvenţă 1000 — 31 500 Hz faţă de situaţia unei bare scurte. Zgomotul depăşeşte curba limită admisă (Cz85) cu valori mai importante, 9 – 19 dB, în banda de frecvenţă 2000 – 16 000Hz Nivelul zgomotului înregistrat în sarcină, la prelucrarea reperelor dintr-o bară scurtă, este cu puţin superior nivelului de zgomot înregistrat în gol (maximum 3dB).

Măsurările acustice s-au efectuat în condiţii de uzină, cu toate utilajele din secţie oprite. Deşi satisfăcătoare în ceea ce priveşte definirea variaţiilor spectrului de zgomot pentru diferite regimuri de lucru şi a valorilor nocive, ele sînt totuşi influenţate de zgomotul din secţiile alăturate, de reflexia undelor sonoore etc. Situaţia este aceeaşi pentru toate măsurările acustice prezentate în continuare.

Măsurările de combatere a zgomotului la nivelul tubului de ghidare a barei se pot împărţi în trei categorii :

a) utilizarea unor piese de susţinere pentru capătul barei, care să asigure alunecarea şi ghidarea acesteia în interiorul tubului ;

b) protejarea suprafeţei interioare a tubului de ghidare cu elemente elastice metalice sau nemetalice ;

c) izolarea în exterior a tubului de ghidare cu materiale elastice nemetalice.

Prin aplicarea primului sistem de soluţii se împiedică lovirea barei de tub ; prin cel de-al doilea se amortizează lovitura barei, care devine mai puţin dură ; prin al treilea tip de soluţii se amortizează vibraţiile generate de lovitura neamortizată a barei asupra tubului şi se atenuează transmisia zgomotului spre exterior. Eficienţa diferitelor măsuri este cu atît mai mare cu cît intervenţia asupra cauzei care generează zgomotul este mai directă.

Pentru scăderea nivelului de zgomot generat de strungurile automate prezintă importanţă folosirea unor bare cît mai drepte, barele utilizate în prezent în majoritatea întreprinderilor industriale avînd un grad de curbură ridicat.

Atît nivelul zgomotului generat cît şi soluţiile constructive de insonorizare diferă în funcţie de modul de alimentare al strungului, şi anume dacă aceasta se realizează prin împingerea sau tragerea barei (sistem de alimentare cu tachet sau cu mandrină cu manşon extensibil).

Unele firme vest germane utilizează, la strungurile automate pe care le fabrică, cuple speciale de susţinere a capătului barei, care împiedică lovirea acesteia de tubul de ghidare. Aceste cuple sînt acţionate de împingătorul barei prin intermediul unei bile.

În figura 3 s-a reprezentat o variantă de cuplă, utilizată la strungurile Traub A20. Cupla *1* prezintă în partea anterioară un canal în care se sprijină bara. La celălalt capăt se găseşte un locaş pentru ghidarea bilei *4* ; în corpul cuplei este prevăzut un şanţ pe care se sprijină diametral două ştifturi *3* fixate în piesa intermediară *2* care se presează în împingătorul *5*. La funcţionare, împingătorul *5* este tras de un cablu de oţel legat de degetul *6* al împingătorului ; acesta se mişcă o dată cu piesa intermediară *2* care împinge cupla *1* prin bila *4*, jocul axial al cuplei fiind limitat de cele două ştifturi *3*. În acest fel, bara nu mai atinge tubul de ghidare, iar împingerea şi rotaţia acesteia au loc la nivelul bilei, respectiv pe suprafeţele de frecare dintre cupla *1* şi piesa intermediară *2* care au un grad de prelucrare superior.

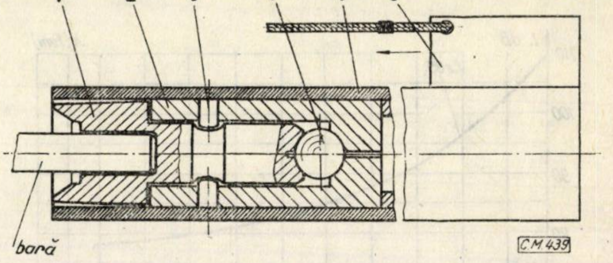


Fig. 3

În figura 4 s-a prezentat spectrul zgomotului generat de un strung Traub A20. Se observă că valorile zgomotului se găsesc mult sub curba limită Cz85. Zgomotul generat la nivelul tubului de ghidare este neglijabil faţă de zgomotul strungului.

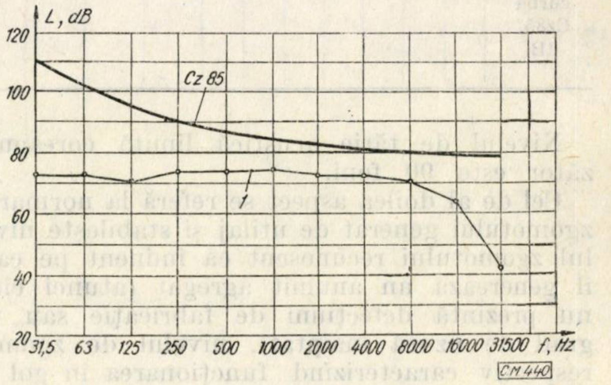


Fig. 4

Strungurile automate care folosesc cuple de capăt speciale prezintă o prelucrare fină a suprafeţelor interioare ale tubului de ghidare. Suprafaţa de frecare a acestuia nu se deteriorează, nefiind solicitată ca la celelalte strunguri prin rotirea şi lovirea barei. Barele care se prelucrează la aceste strunguri sînt drepte, astfel încît nu ating tubul pe toată lungimea acestuia.

În forma expusă, dispozitivul se utilizează la strungurile automate cu alimentarea barei prin împingere. La strungurile care funcţionează în producţie se pot adapta asemenea dispozitive în măsura în care diametrele barelor prelucrate sînt destul de mici în raport cu axul principal al mașinii-unelte, iar acesta este suficient de mare astfel încît să poată cuprinde dispozitivul din capătul barei.

Unele uzine constructoare prevăd căptușirea în interior a tuburilor de ghidare cu cauciuc. Căptușeala, eficientă acustic, este însă supusă unei uzuri mecanice rapide datorită loviturilor barei.

O altă metodă simplă de amortizare a bătăii barei pe tub constă în introducerea în interiorul acestuia a unui arc de sîrmă din oțel, de secțiune circulară și diametru variabil al spirei (fig. 5). Experiența a arătat că aceste arcuri se uzează de asemenea repede.

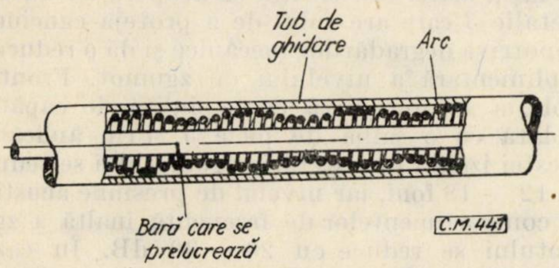


Fig. 5

Rezultate pozitive, caracterizate printr-o bună stabilitate în timp a amortizorului, s-au obținut prin utilizarea unor arcuri cu secțiune pătrată în locul secțiunii rotunde, de 5×5mm, de oțel [2]. Prin folosirea acestor arcuri la un strung automat al firmei New Britain zgomotul s-a redus în întreaga gamă de frecvențe, nivelul global al presiunii acustice scăzînd de la 108 dB la 88 dB. Principalul dezavantaj al acestei soluții este de ordin economic, deoarece la confecționarea arcurilor se consumă o mare cantitate de sîrmă de oțel, în general deficitară. Soluția a fost experimentată la secția de strunguri automate a uzinei de automobile ,,Gorki'' din U.R.S.S.

La aceeași uzină s-a experimentat eficiența folosirii ca amortizor în interiorul tubului de ghidaj a polietilenei de presiune joasă. Din acest polimer ușor și ieftin se toarnă o bucșă de diametru variabil, care se introduce în țeava de ghidaj a mașinii automate (fig. 6).

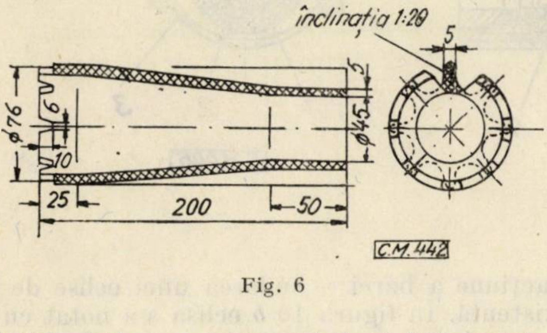


Fig. 6

În figura 7 s-au reprezentat curbele spectrale ale zgomotului produs de strungurile tip New Britain neamortizate (curba 1) și amortizate (curba 2) prin folosirea bucșelor de polietilenă. Se observă reducerea nivelului de zgomot în întreg domeniul de frecvențe, în special la frecvențe înalte, 500 — 31 500 Hz, unde nivelul zgomotului scade cu 12 — 34 dB. Totodată se modifică și caracterul zgomotului, nivelul maxim al presiunii acustice deplasîndu-se în direcția frecvențelor mai joase care sînt mai puțin dăunătoare sănătății muncitorilor. Experimentările au arătat, de asemenea, că eficiența amortizării realizate de bucșele de polietilenă nu se reduce cu creșterea regimului de viteze ale strungurilor. Bucșele de polietilenă au dovedit o înaltă rezistență la uzură.

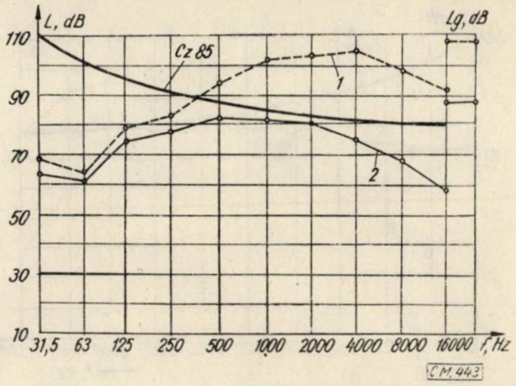


Fig. 7

O variantă combinată, cu folosirea atît a elementelor metalice cît și nemetalice, pentru amortizarea barelor în interiorul tuburilor de ghidare s-a realizat de către întreprinderea Metalurgica din București (fig. 8), [3].

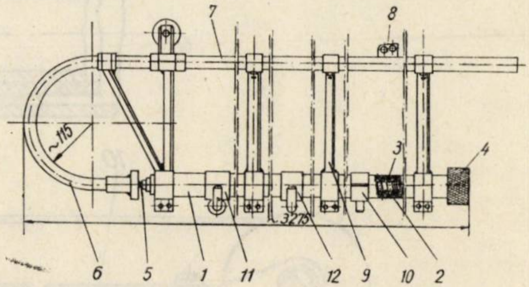


Fig. 8

Amortizorul realizat de această întreprindere este constituit din tubul de ghidare al barei *1*, în interiorul căruia se introduce un tub de cauciuc înfășurat cu pînză *2*; în scopul evitării uzurii prin frecare, în tubul de cauciuc se introduce un manșon de oțel în spirală de diametru constant *3*. În partea frontală, izolația se protejează cu o piuliță randalinată *4*.

La strungul revolver WMW, la care s-a aplicat amortizorul, alimentarea se face prin împingerea barei, astfel încît a fost necesar un dispozitiv de împingere a barei adecvat, realizat cu ajutorul unui cablu de presiune astfel (fig. 8) : capătul liber al barei se sprijină în ansamblul de cuplă *5* solidar cu cablul de presiune ; acesta alunecă în țeava suport *7* care se

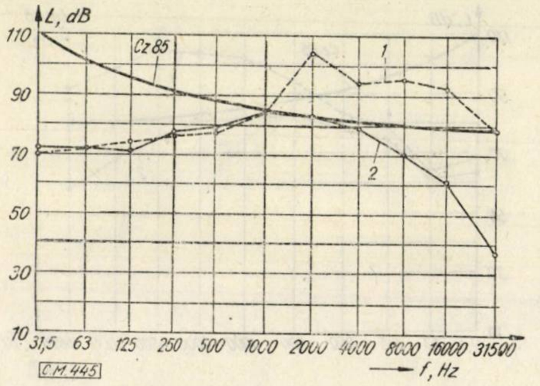


Fig. 9

continuă cu racordul rabatabil *6* și este împins de cupla *8* acționată la rîndul ei printr-un sistem cu scripeți și contragreutăți. Dispozitivul mai cuprinde suporții de legătură *9* dintre cele două țevi, suporții *10* și *11* de susținere a dispozitivului și suporții 12 pentru depozitarea barelor ce urmează a fi prelucrate.

În figura 9 se pot urmări curbele spectrale ale zgomotului înregistrat înainte și după aplicarea dispozitivului amortizor descris înainte. Nivelul zgomotului scade la frecvențe $f > 1000$ Hz cu 15 — 41 dB.

O altă metodă de reducere a nivelului de zgomot transmis de tubul de ghidare a barei constă în acoperirea acestuia cu un material elastic care amortizează vibrațiile tubului și absoarbe zgomotul generat prin lovirea barei de pereții tubului. Figura 10, a și b arată una din variantele de izolare a tubului [4] .

Tubul de ghidaj *1* se acoperă cu o manta *2* care aderă compact confecționată din foi sau benzi de cauciuc înfășurate în straturi cu o grosime pînă la 4 — 5 cm, prinse cu bandaje din feșe de pînză și lipite cu o soluție de cauciuc. Pentru evitarea unei legături rigide, deasupra izolației continue se pun manșoane de cauciuc *4*. Izolația astfel constituită se acoperă cu un tub metalic *3* care are rolul de a proteja cauciucul împotriva degradărilor mecanice și dă o reducere suplimentară a nivelului de zgomot. Frontal, izolația se protejează cu o piuliță de capăt *6* izolată cu o șaibă de piele *5*. Prin aplicarea acestei izolări fonice, tăria zgomotului se reduce cu 12 — 18 foni, iar nivelul de presiune acustică al compartimentelor de frecvență înaltă a zgomotului se reduce cu 20 — 30 dB. În cazul mașinilor-unelte cu alimentare prin tachet se folosește aceeași izolație dar este necesară o adaptare pentru asigurarea traseului cablului de tracțiune a barei — sudarea unei eclise de tija existentă. În figura 10 *b* eclisa s-a notat cu *10*. S-a mai reprezentat împingătorul *8* al barei, degetul *7* al împingătorului, cablul de tracțiune *9* și bara care se prelucrează *11*.

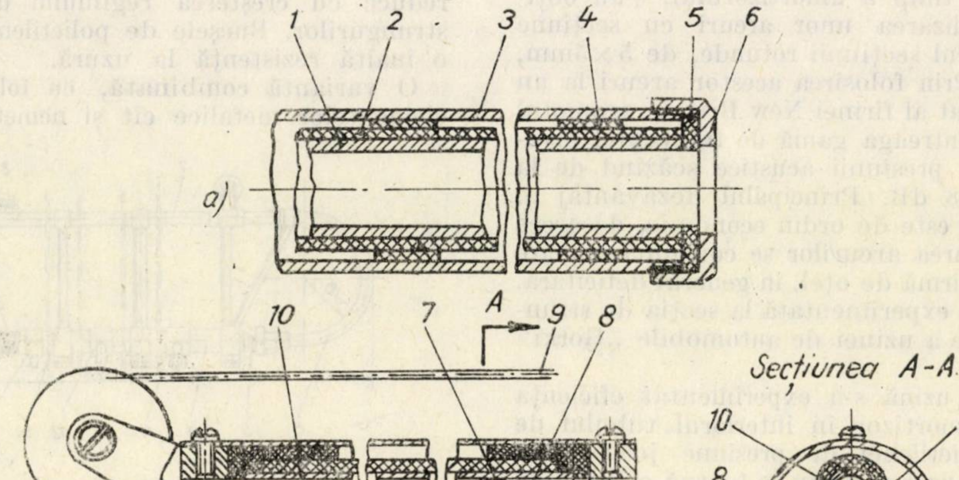


Fig. 10

3. *Concluzii*

— Strungurile automate şi revolver sînt cauza producerii unui climat nociv din punct de vedere al nivelului de zgomot generat în atelierele în care funcţionează.

— Zgomotul nociv produs de strungurile automate se datoreşte lovirii barelor care se prelucrează de tubul de ghidare al acestora.

— Existenţa climatului nociv creat de strunguri este o urmare a lipsei de preocupare pentru acest aspect în proiectarea şi recepţionarea utilajelor, situaţie în curs de remediere prin acţiunea de normare a nivelului de zgomot produs de utilaje, întreprinsă în prezent în ţara noastră.

— Zgomotul nociv al strungurilor automate şi revolver fiind un zgomot tehnologic, nu intră în prevederile normelor care se referă la zgomotul utilajului la mers în gol.

— În atenţia constructorilor de maşini-unelte şi a uzinelor în care funcţionează strunguri automate, lucrarea prezintă o serie de soluţii de insonorizare a tuburilor de ghidare a strungurilor, astfel încît nivelul zgomotului să coboare sub limitele nocive.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Snechowski*, R. Proiect de normă pentru nivele limită a zgomotului maşinilor-unelte. În : Mechanik (R. P Polonă), nr. 1, 1965.

[2] *Medved, R. A.* ş. a. Combaterea zgomotului la maşinile-unelte automate. În Maşinostroitel (U.R.S.S.) nr. 5, mai 1970, p. 26—27.

[3] *Ciornei, I.* Dispozitiv pentru amortizarea zgomotelor la strungurile automate. În : Protecţia muncii, nr. 7, 1970, p. 12—13.

[4] *Grumăzescu, M., Stan, A., Wegener, N., Marinescu, V.* Combaterea zgomotului şi vibraţiilor. Editura tehnică, Bucureşti, 1964.

◆

CZ 621.43.044

Camere de ardere în piston pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, româneşti?

Dr. ing. Nicolae STOICA — ICPET-Bucureşti

În prezent, majoritatea camerelor de ardere ce echipează motoarele cu aprindere prin scînteie, sînt situate în chiulasă şi sînt limitate ca formă constructivă.

În ultimul timp însă, cîteva firme consacrate, au realizat motoare cu aprindere prin scînteie, avînd camera de ardere amplasată în piston, întocmai ca la motoarele Diesel cu injecţie directă.

Acest tip modern de cameră de ardere este utilizat de către firma Rover la motorul Rover 2000, de către firma Daimler-Benz la motorul M118, pentru autoturismul Audi şi de către firma Ford la motoarele Ford Gosworth şi Ford Corsair [1]; [2].

În cele ce urmează se va face o analiză a camerelor de ardere în piston sub aspectul constructiv, funcţional şi cel al performantelor obţinute, iar în încheiere, o discuţie asupra posibilităţilor de introducere a acestui tip de cameră pe motoarele cu aprindere prin scînteie, româneşti.

1. Analiza camerelor de ardere în piston sub aspect constructiv

Camera de ardere în piston se obţine—faţă de cea în chiulasă — prin operaţii simple de prelucrare mecanică fără a se complica fabricaţia pistonului. Acest fapt prezintă avantajul că volumele tuturor camerelor de ardere, ale motorului respectiv, sînt practic invariabile de la un cilindru la altul. Prin urmare profilul camerei şi raportul volumetric de comprimare sînt identice la toţi cilindrii motorului.

Între marginea camerei de ardere şi cea a pistonului rămîne un prag circular care realizează o mişcare de squish favorabilă unei arderi mai bune [3].

Camera de ardere fiind amplasată în piston, chiulasa are—în partea dinspre blocul cilindrilor — o suprafaţă plană, iar supapele au o poziţie verticală; rezultă o construcţie mai simplă şi o greutate mai redusă a chiulasei.

Dimensiunea la intrare în cameră, d şi adîncimea sa h sînt limitate constructiv după cum urmează :

— valoarea maximă a lui d este limitată, pentru un alezaj dat, de către grosimea radială a segmenţilor şi de către cea a pereţilor pistonului în dreptul segmenţilor.

— valoarea maximă a lui h este limitată de către înălţimea de compresiune a pistonului, înălţime care se compune din adîncimea camerei de ardere, grosimea fundului pistonului, distanţa de la fundul pistonului pînă la piciorul bielei, grosimea radială a piciorului bielei şi jumătate din diametrul axului pistonului.

Pentru un alezaj, D şi un tip de motor date, valorile maxime ale lui d şi h se pot exprima ca fracţiuni din D [4].

Faţă de cele arătate, între dimensiunile principale ale camerei de ardere, d şi h, trebuie să existe un anumit raport geometric $(d/h)_{opt}$ [5].

2. Analiza camerelor de ardere în piston sub aspect funcţional

Încercările efectuate cu acest tip de camere de ardere [1] au scos în relief faptul că temperatura maximă a pistonului este mai mică decît în cazul în care camera de ardere ar fi situată în chiulasă. Dînd crezare acestei informaţii explicaţia ar fi că distanţa de la peretele camerei de ardere la segmenţi s-a micşorat şi deci se realizează o transmitere în condiţii mai bune a fluxului de căldură.

Totodată, masa pistonului fiind mărită acesta contribuie pe de o parte la o distribuţie mai bună a căldurii în corpul pistonului şi pe de altă parte la mărirea forţelor de inerţie.

Funcţional, montarea verticală a supapelor şi posibilitatea de mărire a diametrului lor, permite îmbunătăţirea coeficientului de umplere a cilindrilor motorului.

E de remarcat că gradul de acoperire al camerelor de ardere construite pînă în prezent în piston (30 – 55)% este mai mare decît al celor în chiulasă (15 – 25)%.

3. Analiza camerelor de ardere în piston sub aspectul performanţelor

În afara încercărilor, cu camere de ardere în piston, efectuate de către firma Rover merită interes şi cele ale firmei Daimler-Benz pe motorul M118 pentru autoturismul Audi. Acest motor funcţionează fără detonaţie — cu combustibili obişnuiţi — la un raport volumetric de comprimare de 11,2.

Consumul specific efectiv de combustibil este de 195 g/CP.h.

Pentru asigurarea unor astfel de performante a fost necesară îmbunătăţirea traseului de aspiraţie în scopul inducerii în faza de admisiune a unui turbion puternic [2]. Pragul de turbulenţă al pistonului intensifică această mişcare, înainte de punctul mort interior, în timpul comprimării amestecului proaspăt.

Funcţionarea motorului în aceste condiţii a impus unor piese o robusteţe mai mare, ceea ce dezavantajează motorul sub aspectul greutăţii proprii.

Experimentări efectuate, în ţara noastră, [3], [5] pe un motor monocilindric de tip SR-211 cu camere de ardere în piston scot în evidenţă faptul că unele dintre aceste camere oferă rezultate cel puţin tot atît de bune ca şi actuala soluţie de cameră de ardere a acestui motor.

În figura 1, se prezintă schemele a trei camere de ardere, în piston, care au fost încercate [5].

Camera de ardere din figura 1a este de formă calotă sferică, cea din figura 1b este de tip cilindric ; camera de ardere din figura 1c este de forma pană şi reprezintă cu aproximaţie imaginea în oglindă a camerei de ardere pană în chiulasă (fig. 1 d).

În figurile 2, 3, 4 şi 5 se arată rezultatele obţinute, cu aceste camere de ardere. Cu β s-a notat avansul la declanşarea scînteii electrice corespunzător celui fix deoarece avansul centrifugal a fost blocat.

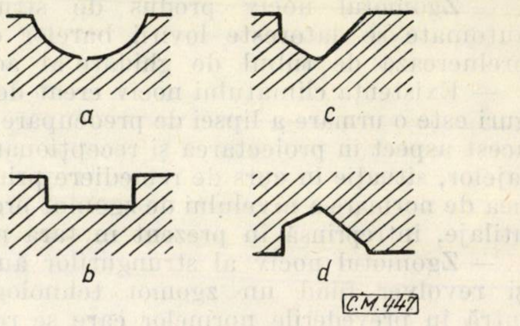


Fig. 1. — Schemele camerelor de ardere încercate :

a — cameră de ardere calotă sferică în piston; *b* — cameră de ardere cilindrică în piston; *c* — cameră de ardere pană în piston; *d* — camera de ardere pană în chiulasă

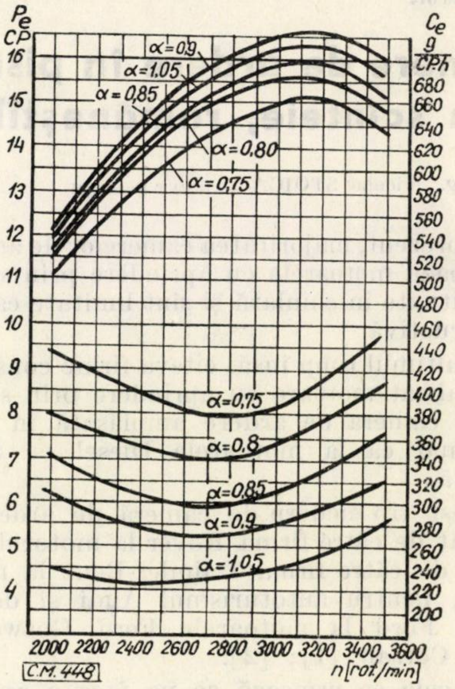


Fig. 2. — Variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific de combustibil c_e, cu turaţia n pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer α, admisiune totală, β = 25°RAC, ε = 6,7, camera de ardere calotă sferică în piston.

În aceste diagrame, au fost precizate şi regimurile detonante.

Sub aspectul puterilor, se observă că nici una dintre camerele de ardere în piston nu este inferioară celei în chiulasă, camerele calotă sferică şi cilindrică fiind chiar superioare. De exemplu, pentru α = 1 şi n = 3000 rot/min camera de ardere calotă sferică (fig. 2) este cu mult mai avantajoasă — atît sub aspectul puterilor cît şi al consumurilor specifice de combustibil — decît camera de ardere în chiulasă (fig. 5).

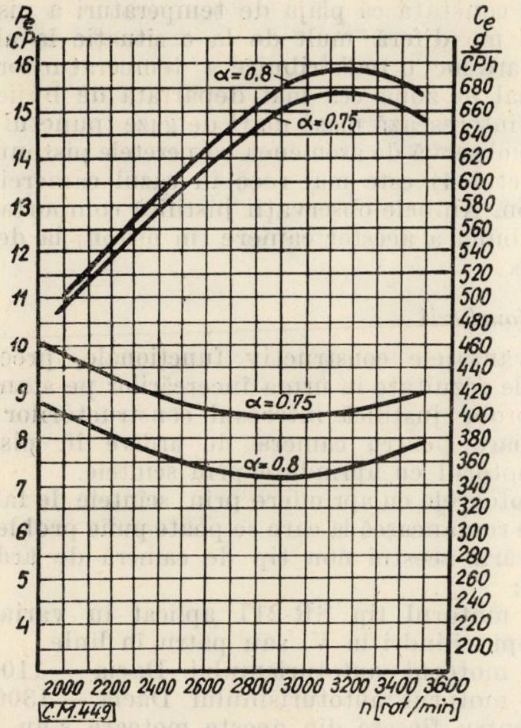


Fig. 3. – Variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific de combustibil c_e, cu turaţia n, pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer α, admisiune totală, β = 25°RAC, ε = 6,7, camera de ardere cilindrică în piston.

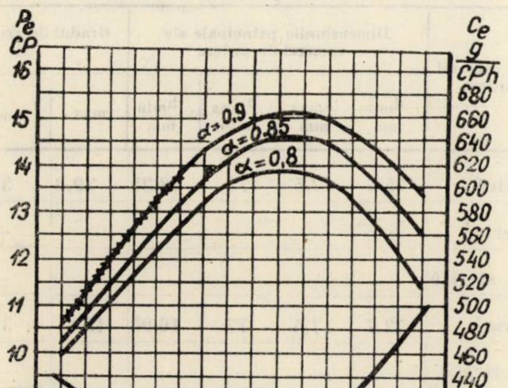


Fig. 4. – Variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific de combustibil c_e, cu turaţia n, pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer α, admisiune totală, β = 25°RAC, ε = 6,7, camera de ardere pană în piston.

Din punct de vedere al detonaţiei se observă că acest fenomen apare la camera de ardere pană în chiulasă chiar la dozaje foarte bogate şi se menţine pe o plaje mult mai mare de turaţii în raport cu camerele de ardere în piston.

În figurile 6 şi 7, se prezintă rezultatele măsurătorilor de temperatură [6] în diverse puncte

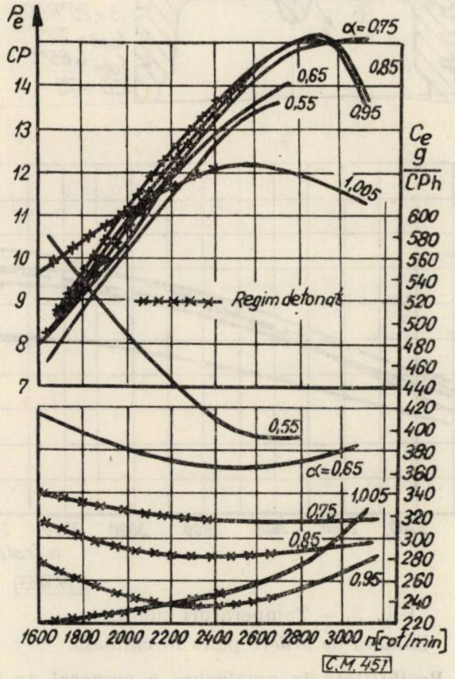


Fig. 5. – Variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific de combustibil c_e cu turaţia n pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer α, admisiune totală β = 25°RAC, ε = 6, 7, camera de ardere pană în chiulasă.

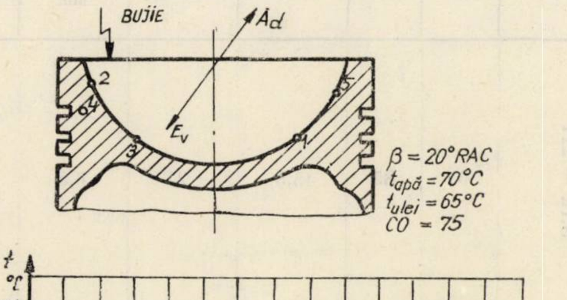


Fig. 6. – Temperaturi măsurate.
Camera calotă sferică în piston.

(1, 2, 3, 4 şi 5) în pistonul cu cap drept (şi cameră de ardere pană în chiulasă) şi în pistonul cu cameră calotă sferică în cap.

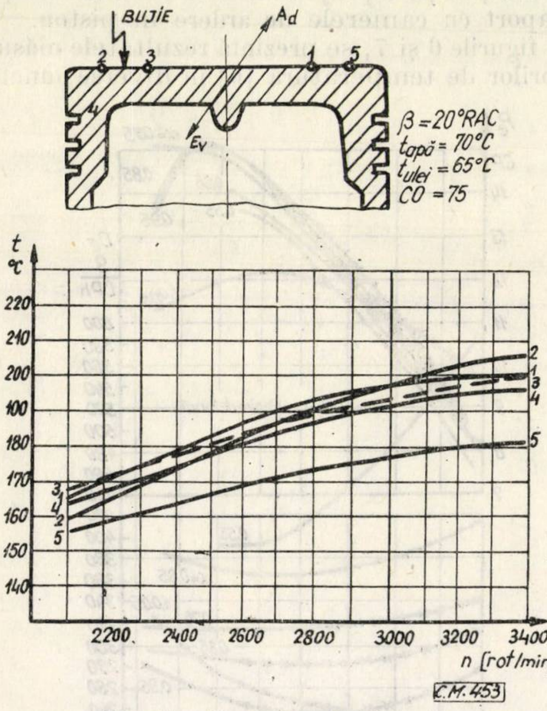


Fig. 7. – Temperaturi măsurate.
Camera de ardere pană în chiulasă.

Se constată că plaja de temperaturi a pistonului nu diferă mult de la o situaţie la alta, însă are loc o redistribuire a temperaturilor în special în zona cea mai depărtată de bujie şi care interesează mase mari de gaze (punctul 1).

Se observă de asemenea că peretele pistonului (punctul 4) este mai rece în cazul camerei în piston. Ambele observaţii justifică comportarea mai bună a acestor camere (în piston) la detonaţie.

4. *Concluzii*

Avantajele constructiv funcţionale, precum şi cele rezultate în urma încercărilor pe standul de probe justifică interesul constructorilor de motoare pentru camera de ardere în piston la motorul cu aprindere prin scînteie.

Motoarele cu aprindere prin scînteie de fabricaţie românească la care se poate pune problema aplicării acestui nou tip de cameră de ardere sînt :

– motorul tip SR-211 aplicat în varianta de opt cilindri în V, sau patru în linie.

– motorul autoturismului Dacia – 1100,

– motorul autoturismului Dacia – 1300.

Pentru fiecare din aceste motoare s-au calculat valorile (tabela nr. 1) maxime şi minime ale dimensiunilor principale *d* şi *h*, ale camerelor de ardere în piston. În plus, pentru formele de

Posibilităţi de amplasare a camerei de ardere în piston pe motoarele autovehiculelor româneşti *Tabela 1.*

Tipul motorului	Alezaj D mm	Cursă S mm	Înălţime de compresiune h, mm	Diametru ax piston db mm	Grosime fund piston s_f mm	Raport volumetric de comprimare ε	Forma camerei de ardere	Dimensiunile principale ale camerei de ardere				Gradul de acoperire %	
								d_{min} mm	h_{max} mm	d_{max} mm	h_{min} mm	max.	min.
S.R. – 211	97	85	45,5	25	6,5	7,5	Cilindrică	75,6	17,5	77	18,35	39,3	37
							Emisferică	–	–	–	–	–	–
							Calotă sferică	–	–	–	–	–	–
						8	Cilindrică	72,7	17,5	77	16,95	43,8	37
							Emisferică	–	–	–	–	–	–
							Calotă sferică	–	–	–	–	–	–
Dacia 1100	70	72	40	18	5,5	8,5	Cilindrică	69,8	17,5	77	15,65	48,3	37
							Emisferică	–	–	–	–	–	–
							Calotă sferică	–	–	–	–	–	–
						8,5	Cilindrică	45	19,5	55	13,3	59	38,8
							Emisferică	–	–	–	–	–	–
							Calotă sferică	60	19,5	66	16,8	26,5	11,2
Dacia 1300	73	77	38,5	20	5,5	8,5	Cilindrică	53,2	17	59	13,85	47	34,8
							Emisferică	–	–	–	–	–	–
							Calotă sferică	72,6	17	–	–	–	–

camere de ardere analizate se prezintă şi limitele de variaţie ale gradului de acoperire.

La motorul SR-211, s-au făcut calcule pentru trei valori ale raportului volumetric de compresiune, $\varepsilon = 7,5$; 8; $8,5$.

Se observă că la $\varepsilon = 7,5$, d_{min} corespunzător lui h_{max} este aproape egal cu d_{max}. Prin urmare, pentru $\varepsilon < 7,5$ nu se poate discuta despre camera de ardere în piston. Pentru $\varepsilon = 8$ se pot amplasa camere de ardere cilindrice în piston, încă plaja de variaţie a dimensiunilor d şi h este foarte redusă. Această plaje se lărgeşte puţin la $\varepsilon = 8,5$.

La motorul autoturismului Dacia 1100, posibilităţile de amplasare ale unei camere de ardere în piston sînt cu mult mai mari, atît ca plaje de variaţie a dimensiunilor, d şi h cît şi ca forme de camere.

În cazul motorului Dacia 1300, posibilităţile construirii unei camere de ardere în piston se reduc din cauza măririi diametrului bolţului şi micşorării înălţimii de compresiune. Se observă că pentru o cameră de ardere, de formă calotă sferică, dimensiunea d este 72,6 mm, adică practic camera nu are prag de turbulenţă.

Precizăm că toate calculele din tabela nr. 1 au fost făcute admiţînd la determinarea lui h_{max} – o valoare de numai 2 mm pentru distanţa dintre fundul pistonului şi piciorul bielei.

Desigur că această valoare este discutabilă, deoarece apropierea atît de mult a fundului pistonului de umerii bolţului reclamă — pentru a nu conduce la gripaje sau fisurări — o revizuire a dimensionării pistonului sub aspectul ovalităţii şi jocului dintre piston şi cilindru. Pentru a preîntîmpina acest neajuns firma Rover a încorporat, la turnare, un inel ce limitează dilatarea pistonului în partea superioară a mantalei.

Sub aspect dinamic, o valoare minimă a distanţei dintre fundul pistonului şi piciorul bielei este favorabilă deoarece se micşorează distanţa dintre centrul de greutate al pistonului şi axul său de oscilaţie. Cu alte cuvinte efectul de basculare al pistonului se reduce.

Pentru a putea amplasa în piston o cameră de ardere, care, în stadiul de proiectare se dovedeşte a fi optimă, dar ca volum nu are loc în piston, există două posibilităţi :

— mărirea înălţimii de compresiune a pistonului, păstrînd raportul volumetric de comprimare.

— majorarea raportului volumetric de comprimare, menţinînd înălţimea de compresiune a pistonului.

Chiar dacă aplicarea acestei camere de ardere conduce la creiarea unui nou motor, investiţiile făcute sînt justificate prin avantajele constructiv funcţionale şi în final, prin performanţele obţinute.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x Automobile Engineer Rover 2 000, November, 1963.

[2] *Gh. Frăţilă.* Noutăţi în automobilism, Bucureşti, Ed. Tehnică 1968.

[3] *C. A. Vasilescu, N. Stoica,* Thermal processes in spark ignition engines with piston located combustion chamber. Internal combustion Engines Conference, Bucharest, 1967.

[4] *Al. Domşa, Al. Chişu, I.* Trebonius. Pistoane. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1961.

[5] *N. Stoica,* Asupra unui optim al dimensiunilor geometrice ale camerelor de ardere în piston. St. cerc. energ. electr. tom. 21, nr. 4, 1971.

[6] *N. Stoica* Măsurarea temperaturilor în pistoanele motoarelor cu ardere internă. Construcţia de Maşini, 24(1972), nr. 8.

CZ 621.882.082.4 :621.753.3

D. Verzea

Consideraţii cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal

Ing. Dumitru VERZEA – Uzina de strunguri – Arad

Ing. Carol ELEKES – Uzina de strunguri – Arad

Dumitru Verzea, a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Galaţi, în 1968. A fost asistent la acelaşi institut pînă în 1971. În prezent este inginer proiectant la Uzina de strunguri din Arad.

Carol Elekes, a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, în 1958. Este inginer proiectant, şef de grupă proiectări scule, la Uzina de strunguri din Arad.

C. Elekes

În construcţia de maşini-unelte în special, filetele cu profil trapezoidal se întrebuinţează, cu precădere, la organele de transmitere a mişcării. Precizia funcţionării, evident, depinde de precizia de execuţie a filetului şurubului şi piuliţei.

Controlul execuţiei filetului trapezoidal se poate realiza cu aparate universale de măsurare sau calibre. Controlul cu aparate universale de măsurare se întrebuinţează pentru unicate. În producţia de serie şi de masă se utilizează calibre normale şi calibre limitative.

În timp ce la controlul cu instrumente universale de măsurare (şubler, micrometru, microscop de atelier etc.) se poate stabili valoarea numerică a dimensiunii controlate, la controlul cu calibre se stabileşte dacă dimensiunea efectivă a piesei este cuprinsă între dimensiunile limită prescrise.

Calibrele sînt utilizate atît la controlul abaterilor unor dimensiuni singulare, cît şi la controlul complex al filetului. În acest sens se deosebesc :

a) pentru controlul filetului exterior :

— calibru potcoavă pentru diametrul interior ;

— calibru potcoavă (manşon) pentru diametrul exterior ;

— calibru inel filetat pentru controlul complex.

b) pentru controlul filetului interior :

— calibru tampon neted pentru diametrul interior ;

— calibru tampon filetat pentru diametrul exterior ;

— calibru tampon filetat pentru controlul complex.

Aceste calibre pot fi normale sau limitative.

Calibrele normale au fost primele care s-au utilizat în ateliere. Acestea constau într-un singur inel, pentru şuruburi, sau tampon, pentru piuliţe, care, pentru aceeaşi dimensiune, trebuie să se asambleze reciproc cît mai precis.

Filetele interioare ce se controlează cu calibre normale tampon se vor executa astfel încît calibrul tampon să intre cît mai precis în piuliţă, iar şuruburile trebuie să intre cît mai precis în calibrul inel. Execuţia depinde deci, de calificarea executantului. Controlul cu calibre normale nu garantează, astfel, că piesele sînt executate în limitele prescrise şi, în plus, necesită pierdere de timp. Din această cauză, în mod obişnuit se utilizează numai calibre limitative.

Lucrarea de faţă se referă numai la calibrele limitative pentru filet trapezoidal. Sintetizînd indicaţiile din literatura de specialitate şi pe baza experienţei existente în Uzina de strunguri Arad, se stabilesc principiile de proiectare şi relaţiile de calcul al diferitelor elemente ale calibrelor. De asemenea, se dau o serie de date de calcul şi proiectare pentru filetele trapezoidale uzuale.

1. Construcţia, execuţia şi controlul calibrelor limitative pentru filet trapezoidal.

Calibrele limitative au două părţi : una corespunzătoare dimensiunii minime, iar cealaltă — dimensiunii maxime. În acest fel, cele două limite între care se pot executa filetele sînt materializate prin cele două părţi ale calibrului. Cu calibrele limitative se poate controla astfel, dacă filetele sînt executate în limitele prescrise. Cele două părţi se numesc ,,trece" (*T*) şi ,,nu trece" (*NT*), corespunzător tabelei 1.

Partea ,,trece" stabileşte posibilitatea de înşurubare, deci constituie un control complex al tuturor elementelor filetului, iar partea ,,nu trece" controlează numai diametrul mediu (elementul de bază al filetului). Partea *NT* nu trebuie să se înşurubeze. Se poate admite însă înşurubarea pe 3 1/2 rotaţii sau mai puţin, în cazul filetelor scurte.

Tabela 1

Felul filetului	Calibrul utilizat	Partea coresp. limitei	
		minimă	maximă
Exterior	Inel	NT	T
Interior	Tampon	T	NT

Profilul filetului părţii *T* este complet, întrucît este necesar să limiteze toate elementele filetului controlat, pe cînd al părţii *NT* este incomplet, pentru ca contactul cu filetul controlat să se facă numai în regiunea diametrului mediu.

În cazul calibrelor normale se proiectează şi se execută întîi calibrul tampon filetat, care se poate măsura uşor cu mijloace universale, după care se execută calibrul inel filetat.

La calibrele limitative, calibrele inel şi tampon pot fi executate independent, întrucît calibrul inel se execută după contracalibre. În afară de aceste contracalibre, care se numesc ,,de fabricaţie", pentru controlul uzurii calibrelor inel filetat se mai întrebuinţează şi contracalibre de uzură.

Prin urmare, pentru controlul filetelor interioare cu calibre limitative sînt necesare calibrele de lucru :

— calibru tampon *T*,

— calibru tampon *NT*,

iar pentru controlul filetelor exterioare :

— calibru inel *T*,

— calibru inel *NT*, însoţite de contracalibrele :

— contracalibru de fabricaţie *T* pentru inel *T* (*CF—T—T*),

— contracalibru de fabricaţie *NT* pentru inel *T* (*CF—T—NT*)

— contracalibru de fabricaţie *T* pentru inel *NT* (*C—NT—T*),

— contracalibru de fabricaţie *NT* pentru inel *NT* (*CF—NT—NT*),

— contracalibru de uzură *NT* pentru inel *T* (*CU—T—NT*),

— contracalibru de uzură pentru inel *NT* (*CU—NT—NT*).

Măsurarea elementelor filetului calibrelor şi contracalibrelor tampon cu filet trapezoidal se poate face fie cu mijloace universale de măsurat (microscoape de atelier, proiectoare), fie cu mijloace de măsurat cu destinaţie specială : metoda celor trei sîrme (pentru diametrul mediu), pasmetru, raportor cu precizia de 2' (pentru unghiul flancurilor), micrometru cu vîrfuri speciale (pentru diametrul interior şi exterior) ş. a.

Măsurarea diametrului mediu se face de obicei prin metoda celor trei sîrme (fig. 1).

Cota peste sîrme (M) trebuie calculată şi indicată la proiectare ca o dimensiune importantă ce trebuie respectată la execuţie.

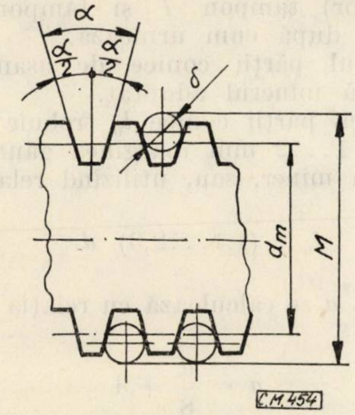


Fig. 1

Formula de calcul este următoarea [4]:

$$M = d_m + \delta\left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + 1\right) - \frac{p}{2}\operatorname{ctg} \alpha/2 + $$

$$+ \frac{\delta p^2 \cos \alpha/2 \operatorname{ctg} \alpha/2}{2\pi^2 d_m^2}, \qquad (1)$$

în care:

d_m este diametrul mediu al filetului, mm;
δ — diametrul sîrmei de măsurare, mm;
$\alpha/2$ — semiunghiul dintre flancurile profilului filetului;
p — pasul filetului, mm.

Deoarece semiunghiul profilului ($\alpha/2$) filetului trapezoidal poate avea una din următoarele valori:

$\alpha/2 = 15°$(pt. filet trapezoidal-normal),
$\alpha/2 = 14°30'$ (pt. filet trapezoidal în ţoli),
formula (1) devine:

$$M = d_m + 4{,}86368\ \delta - 1{,}86603\ p + 0{,}18263 \frac{\delta\, p^2}{d_m^2} \qquad (2)$$

pentru filet normal, respectiv:

$$M = d_m + 4{,}99392\ \delta - 1{,}93336\, p + 0{,}18966 \frac{\delta\, p^2}{d_m^2} \qquad (3)$$

pentru filet în ţoli.

Toleranţa cotei peste sîrmă ar trebui calculată cu aceeaşi formulă (1), însă, cu aproximaţie acceptibilă, poate fi considerată identică cu toleranţa diametrului mediu.

2. *Stabilirea dimensiunilor pentru calibrele inel*

Forma calibrelor inel este indicată în figura 2 (a) — calibru inel T; b) — calibru inel NT).

Dimensiunile de bază constructive ale calibrelor inel (diametrul exterior şi lăţimea) se determină în funcţie de diametrul nominal şi pasul filetului.

Ca orientare, s-a folosit STAS—4677/1970 (Dimensiunile calibrelor inel pentru filet metric cu diametrul 1—100 mm). S-a luat în considerare faptul că, la aceeaşi dimensiune nominală, filetul trapezoidal are pasul mai mare decît filetul metric, iar la acelaşi pas înălţimea filetului trapezoidal este mai mică.

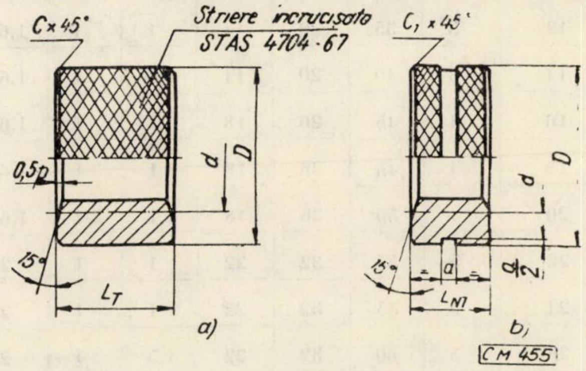


Fig. 2

Diametrul exterior al calibrelor inel se poate calcula cu relaţia:

$$D = d + p_n + 12, \qquad (4)$$

în care:

d este diametrul nominal al filetului;
p_n — pasul filetului cu pas normal la diametrul nominal respectiv.

Valoarea calculată cu relaţia (4) se rotunjeşte la un număr întreg, adoptînd pentru diametrul exterior al calibrelor inel cea mai apropiată valoare a şirului în progresie aritmetică: 30, 35, 40, 5,..

Lăţimea calibrelor inel T, l_T, şi inel NT, l_{NT}, se determină în funcţie de pasul filetului, p, utilizînd relaţiile:

— pentru filet cu pas normal:

$$l_T = (6..7)\ p; \qquad (5)$$

— pentru filet cu pas mare:

$$l_T = (5..6)\ p. \qquad (6)$$

Valorile mai mici se adoptă pentru diametre mai mari ale filetului:

$$l_{NT} = (3..4\ \ 1/2)\, p. \qquad (7)$$

Valorile mai mici se adoptă pentru filete cu pas mare şi scurte. În tabela 2 se indică valorile dimensiunilor calibrelor inel pentru cele mai uzuale dimensuni ale filetelor trapezoidale.

Tabela 2

Diam. nom. al filetului d (mm)	Pasul filetului P (mm)	D (mm)	l_T (mm)	l_{NT} (mm)	C (mm)	C_1 (mm)	a (mm)
12	3	35	20	14	1	1	1,6
14	3	40	20	14	1	1	1,6
16	4	45	26	18	1	1	1,6
18	4	45	26	18	1	1	1,6
20	4	50	26	18	1	1	1,6
22	5	55	32	22	1	1	2
24	5	55	32	22	1	1	2
26	5	60	32	22	1,5	1	2
26	8	60	40	24	1,5	1	2
28	5	60	32	22	1,5	1	2
30	6	65	38	24	1,5	1	2,5
32	6	70	38	24	1,5	1	2,5
32	10	70	50	35	1,5	1,5	2,5
34	6	70	38	26	1,5	1	2,5
36	6	70	38	26	1,5	1	2,5
36	10	70	50	40	1,5	1,5	3
40	6	75	38	26	2	1	2,5
40	10	75	50	40	2	1,5	3
44	12	90	60	42	2,5	1,5	3
48	12	90	60	42	2,5	1,5	3
50	8	95	40	32	2,5	1,5	3
50	12	95	60	42	2,5	1,5	3

3. *Stabilirea dimensiunilor pentru calibrele și contracalibrele tampon.*

Forma calibrelor și contracalibrelor tampon este indicată în figura 3. În figura 4, a este schițat calibrul tampon *T*, iar în figura 4, b — calibrul tampon NT.

Mînerul se adoptă din STAS 4136—69, corespunzător diametrului nominal al filetului, *d*.

Dimensiunile constructive ale calibrelor (contracalibrelor) tampon *T* și tampon *NT* se determină după cum urmează.

Diametrul părții conice de asamblare d_0 se ia după mînerul adoptat.

Lungimea părții conice l_0 trebuie să depășească cu 1...2 mm marginea găurii de extracție din mîner, sau, utilizînd relația:

$$l_0 = (1{,}1\ldots2{,}3)\ d. \tag{8}$$

Distanța *a* se calculează cu relația:

$$a = \frac{d}{8} + 4 \tag{9}$$

și se rotunjește la o valoare întreagă.

Lungimea părții filetate a tamponului *T*:

$$l_T = (7\ldots8\ 1/2)\,p \tag{10}$$

(pentru filet cu pas normal)

$$l_T = (6\ldots7)\ p \tag{11}$$

(pentru filet cu pas mare).

Valorile mai mici se adoptă pentru diametre mai mari ale filetului.

În cazul cînd filetul piesei controlate are o lungime mai mare, lungimea l_T a părții filetate a calibrului tampon se ia egală cu lungimea filetului piesei.

Lungimea tamponului *T*:

$$L_T = l_T + a + l_0 \tag{12}$$

Lungimea părților de conducere ale tamponului *NT*:

$$l_1 = (3\ldots4\ 1/2)p \tag{13}$$

(valori mai mici, pentru filete cu pas mare și scurte);

$$l_2 = (1\ldots2)p \tag{14}$$

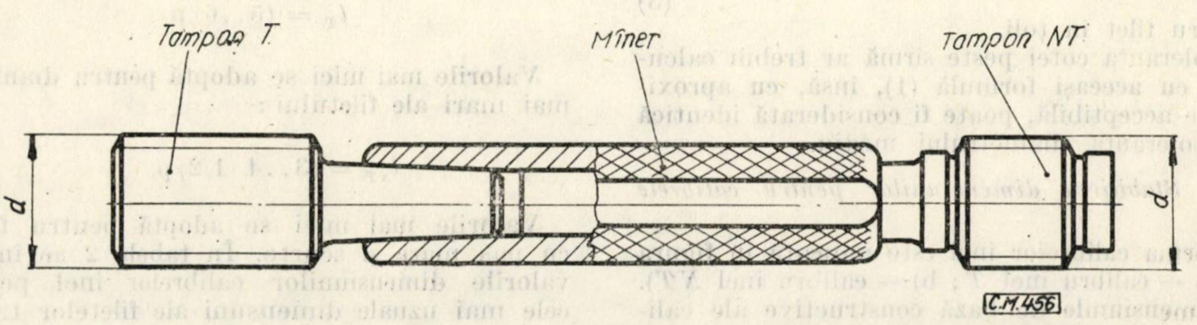


Fig. 3

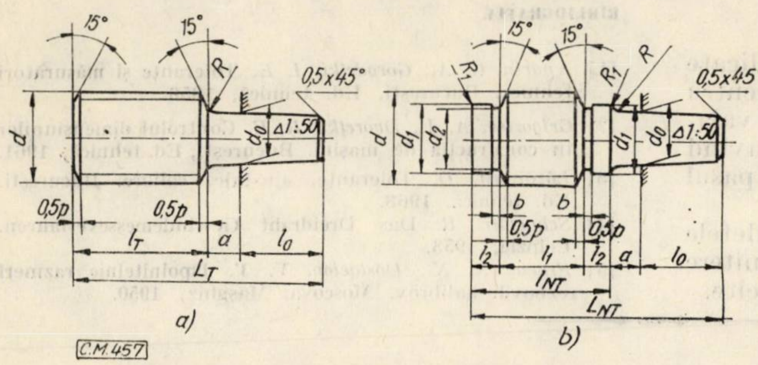


Fig. 4

(valori mai mari, pentru filete cu p, d mici).

Lungimea părţii filetate a tamponului NT:

$$l_{NT} = l_1 + 2l_2 \qquad (15)$$

Lungimea tamponului NT:

$$L_{NT} = l_{NT} + a + l_0 \qquad (16)$$

Lungimea degajării b se alege în funcţie de l_2:

$$b = 1 \text{ mm} \quad \text{pt. } l_2 = 4\ldots6 \text{ mm};$$

$$b = 1{,}2 \text{ mm} \quad \text{pt. } l_2 = 7\ldots9 \text{ mm} \qquad (17)$$

$$b = 1{,}5 \text{ mm} \quad \text{pt. } l_2 = 10 \text{ mm}.$$

Razele de racordare se adoptă în funcţie de diametrul nominal al filetului:

$$R = \frac{d}{10} \text{ (rotunjit la o valoare întreagă)} \qquad (18)$$

$$R_1 = \frac{d}{100} + 0{,}1 \text{ (rotunjit la o zecimală)} \qquad (19)$$

În tabela 3 se indică valorile elementelor dimensionale ale calibrelor (contracalibrelor) tampon, pentru cele mai uzuale dimensiuni ale filetelor trapezoidale.

Tabela 3

Diam. nom. al filetului d (mm)	Pasul filet. P(mm)	d_0 tc$_3$	l_0	a	l_T	L_T	l_1	l_2	l_{NT}	L_{NT}	b	d_1	d_2	R	R_1
12	3	6	14	5	24	43	13	4	21	40	1	$D_i - 0{,}5$	$d_1 - 0{,}5$	1	0,2
14	3	6	14	6	24	44	13	4	21	41	1			1	0,2
16	4	8	15	6	32	53	18	5	28	49	1			2	0,3
18	4	8	15	6	32	53	18	5	28	49	1			2	0,3
20	4	11	16	6	32	54	18	5	28	50	1			2	0,3
22	5	11	16	7	38	61	20	6	32	55	1			2	0,3
24	5	11	16	7	38	61	20	6	32	55	1			2	0,3
26	5	15	19	7	38	64	22	6	34	60	1			3	0,4
26	8	15	19	7	50	76	30	8	46	72	1,2			3	0,4
28	5	15	19	7	38	64	22	6	34	60	1			3	0,4
30	6	15	19	8	50	77	24	7	38	65	1,2			3	0,4
32	6	18	21	8	50	79	24	7	38	67	1,2			3	0,4
32	10	18	21	8	60	89	35	10	55	84	1,5			3	0,4
34	6	18	21	8	50	79	24	7	38	67	1,2			3	0,4
36	6	21	24	8	50	82	26	7	40	72	1,2			4	0,5
36	10	21	24	9	60	93	35	10	55	88	1,5			4	0,5
40	6	21	24	9	50	83	26	7	40	73	1,2			4	0,5
40	10	21	24	9	65	98	38	10	58	91	5,1			4	0,5
44	12	21	24	10	72	106	42	12	66	100	1,5			4	0,5
48	12	21	24	10	72	106	42	12	66	100	1,5			5	0,6
50	8	21	24	10	62	96	32	8	48	82	1,2			5	0,6
50	12	21	24	10	72	106	44	12	68	102	1,5			5	0,6

4. *Concluzii*

— Relaţiile de calcul şi valorile indicate pentru diferitele elemente ale calibrelor pentru filet trapezoidal în prezenta lucrare sînt valabile pentru gama cea mai uzuală de filet, avînd diametrul nominal $d = 12...50$ mm şi pasul $p = 3..12$ cm.

— Lucrarea se referă în primul rînd la filetele trapezoidale utilizate la organele de transmitere a mişcării în construcţia de maşini-unelte.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aparin, G. A., Gorodeţki, I. E.* Toleranţe şi măsurători tehnice. Bucureşti. Ed. tehnică, 1956.

[2] *Grigoriev, A. I., Dvoreţki, R. E.* Controlul dimensiunilor în construcţia de maşini. Bucureşti, Ed. tehnică, 1961.

[3] *Lăzărescu, D.* Toleranţe, ajustaje, calibre. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

[4] *Schneider, R.* Das Dreidraht Gewindemesseverfahren. Leipzig, 1953.

[5] *Frolov, A. N., Dostaciov, V. V.* Ispolnitelnie razmerî rezbovih kalibrov. Moscova, Maşghiz, 1950.

MATERIALE DOCUMENTARE

Consideraţii privind naveta spaţială şi aplicaţiile sale

Ing. Ştefan ISPAS – M.I.C.M.G.

Ispas Constantin Stefan, a absolvit Facultatea de aviaţie în anul 1955. Lucrează în Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini-Unelte şi Electrotehnicii, în funcţia de director general al Centralei industriale aeronautice române. Este membru în Comisia de astronautică a Academiei R.S. România.

I. *Generalităţi*

Rezultatele pozitive obţinute în cercetarea spaţiului cosmic cu nave şi sateliţi au determinat convingerea că cheltuielile enorme pe care principalele puteri le fac în acest domeniu pot fi mai bine valorificate prin exploatarea acestora şi în alte domenii, cum ar fi : comunicaţii la foarte mari distanţe, televiziune, transporturi pe rute orbitale, aplicaţii militare, tehnologia materialelor speciale, tehnologia echipamentelor biologice, medicină, meteorologie etc.

Este foarte importantă atitudinea statelor şi a specialiştilor, care, sesizînd aceste posibilităţi, au prevăzut şi chiar au trecut la realizarea unor aplicaţii, folosind sau preluînd direct o serie de mijloace, metode de lansare şi echipamente din domeniul cercetării spaţiului cosmic, adăugînd ca elemente noi numai pe cele strict specifice.

Această atitudine demonstrează încă o dată universalitatea ştiinţei, precum şi ideea că de rezultatele unei realizări în ştiinţă pot şi trebuie să beneficieze toate popoarele lumii, că există discrepanţe foarte mari în posibilităţile popoarelor de a face ştiinţă, că există reţineri în a da publicităţii rezultatele cercetărilor pentru a deveni bun al omenirii, că se urmăresc şi nişte avantaje de ordin militar. Că nu există creată baza materială necesară în toate ţările pentru a dezvolta cu succes rezultatele cercetărilor cosmice, nu se îndoieşte nimeni, dar nu trebuie să omitem faptul că, prin lupta conştientă a oamenilor, se va ajunge la timpuri în care rapoartele om — ştiinţă — aplicaţie să fie un drept în fapt al tuturor, iar aceste aplicaţii să fie numai şi numai în folosul omului, creator de ştiinţă.

Aplicaţiile actuale şi mai ales viitoare ale rezultatelor cercetărilor cosmice sînt subordonate în fiecare ţară opţiunilor pe care ţara respectivă şi le-a stabilit în programul său ca urmare a structurii societăţii, a condiţiilor istorice în care se află, a politicii pe care o desfăşoară. Din păcate, deşi popoarele impun tot mai mult dorinţa de pace, înţelegere şi colaborare, deşi toţi acceptă în principiu că numai astfel omenirea va progresa, iar echitatea va deveni o coordonată majoră a vieţii noastre civilizate, există încă foarte multe cheltuieli care se fac în domeniul militar, există suficiente puncte de instabilitate şi de neîncredere.

Ca urmare, iată de ce o mare parte din rezultatele cercetărilor cosmice se aplică şi în domeniul militar în scopul de a se obţine mijloace noi de observare, cercetare, dirijare şi de luptă. În continuare se va prezenta o informare generală privind posibilităţile şi perspectivele de aplicare a rezultatelor cercetărilor cosmice în domeniul realizării şi folosirii navei spaţiale. Limitele vor fi impuse de caracterul deosebit de secret şi de aceea este dificil de dezvoltat tema mai mult decît la un nivel informațional publicabil și mai ales prezumtiv.

În prezent este conturată clar concepția țărilor cu o industrie aeronautică și spațială deosebit de dezvoltată, de angajare în realizarea unor programe adiacente în domeniul construcțiilor astronautice cu caracter oarecum direcționat atît pe aplicații pașnice, cît și pe probleme militare.

Acest lucru este demonstrat de statistica lansărilor efectuate în spațiu pînă la începutul anului 1971.

În perioada 1957—1971 s-au efectuat circa 980 lansări pe orbite terestre, din care aproximativ 560 în scopuri militare — intensitatea maximă a lansărilor marcînd două etape distincte 1962—1966 și 1967—1970.

În S.U.A. prin programul post — ,,APOLLO'' americanii își propun să realizeze pînă la sfîrșitul acestui deceniu o rachetă în întregime reutilizabilă. Este vorba de faimosul sistem de transport spațial (Space Transportation System), a cărui primă etapă și element primordial o constituie realizarea navetei spațiale (Space Shuttle) pămînt-orbită terestră joasă — pămînt, urmată de o a doua etapă, naveta interorbitală (Space Tug) pentru atingerea orbitelor terestre înalte și a orbitelor lunii.

Interesul militar față de acest program este de necontestat, desfășurîndu-se sub auspicii militare și cu participarea financiară a Forțelor Aeriene ale Statelor Unite (US Air Force) care dispune de fonduri pentru activități spațiale superioare celor de care dispune organismul federal național NASA.

Țările europene, deși au o industrie aeronautică foarte dezvoltată și specialiștii cei mai buni în domeniul aeronautic, nu s-au angajat decît în direct în acestă acțiune sau într-un program similar propriu, mai puțin ambițios, ,,Europa''.

Trebuie menționat însă că țările avansate din Europa, care construiesc avioane de talia avionului ,,Concorde'' și o gamă foarte largă de produse aeronautice de prim rang, constituie un potențial cert care poate interveni în discuție la un moment dat.

II. Naveta spațială

Preocupările cel mai cunoscute sînt în S.U.A. unde asupra concepției constructive a navetei spațiale s-au prezentat mai multe variante, de către principalele firme constructoare americane, cărora li s-au solicitat oferte.

Dintre proiectele prezentate de peste 15 firme au fost selecționate și s-au apreciat că sînt posibile de a fi acceptate patru proiecte, care, în fotografie sînt comparate atît între ele cît și cu racheta Saturn V (fig. 1).

Evoluția principalelor caracteristici este arătată în tabela 1.

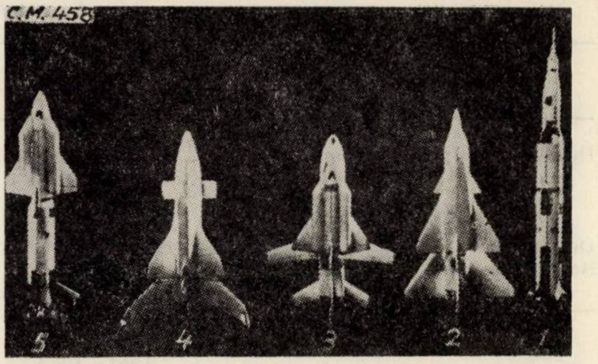


Fig. 1. *1* — Saturn V, care servește de referință, măsoară 110 m înălțime și are o greutate de 2900 tf; *2* — proiectul firmei North American Rockwell prezintă o navetă în întregime recuperabilă — care are aripi de tip delta la ambele etaje; *3* — proiectul firmei ,,Grumann-Boeing H 33'', în care se văd rezervoarele exterioare de hidrogen — largabile; *4* — proiectul firmei Mc Donnell Douglas — care are aripi în săgeată și aripă ,,canard'' în partea anterioară, în care vor fi montate turboreactoare; *5* — proiectul ,,RS-1C'' al firmei Grumann-Boeing, care are primul etaj derivat din primul etaj al rachetei Saturn V.

Părțile componente ale navetei sațiale sînt în principal următoarele:

— corpul propriu-zis, echipat cu instalații și aparatură pentru cercetare științifică și explorări cosmice, precum și pentru asigurarea microclimatului necesar vieții și lucrului echipajului la bord;

— sistemele de propulsie pentru decolare, formate din puternice rachete de strat și pentru zborul pînă în straturile foarte înalte ale atmosferei;

— sistemul de motoare rachetă pentru diverse corecții sau manevre pe traiectorie;

— sistem de motoare turboreactoare pentru zborul în atmosferă și pentru aterizare.

Ținînd seamă de scopul folosirii navetei spațiale și de preocuparea specialiștilor de a o recupera, se pot face următoarele observații generale:

— spre deosebire de rachetele cosmice unde elementele privind forma aerodinamică nu erau determinate dat fiind timpul foarte scurt de trecere prin atmosferă, la naveta spațială, care va zbura efectiv în atmosferă în mod deosebit la decolare (lansare) și aterizare, elementele de aerodinamică se impun a fi studiate în mod deosebit și de aceea constatăm existența unor suprafețe de portanță și comandă similare cu cele existente pe avioanele supersonice și, în special, aripa și ampenajele de tipul săgeată sau delta:

— se folosesc pentru start aproape integral elementele de propulsie, instalațiile de lansare de la rachetele cosmice obișnuite;

— pentru zborul pe traiectorii foarte înalte se folosesc elementele din aeronautică și astronautică;

Tabela 1

Parametrii	Definiția inițială iunie 1970	Definiția actuală octombrie 1971
Dezvoltarea proiectului	Simultan (Booster și Orbiter reutilizabili)	Pe etaje (pentru cele 2 etape)
Definiția Booster-ului	În întregime reutilizabil (100 zboruri)	Booster consumabil sau cu motor FI-1977, Booster în întregime reutilizabil 1981–1982
Definiția lui Orbiter	— ‖ —	Orbiter reutilizabil sau cu motor J-2, 1977
Concepția lui Orbiter	Rezervoare interne	Rezervor LH2–exterior largabil (proiectat și pentru rezervoarele LO2)
Volumul calei Orbiter	18,3 × 4,6 m	18,3×4,6m (tendință pentru 12,2×3,7 m)
Sarcină utilă Orbiter (tir est)	Vizat 2× 27 tf	Fixat 29,5 tf
Greutate totală decolare navetă	1600 tf	Varianta 2100––2400 tf
Motoare principale (SSME)	H.P /LH2-LO2	H.P/LH2–LO2
Forță ascensională	180 tf	250 tf sol 290 tf gol
Motoare auxiliare (APS)de manevră (OMS)— forță de tracțiune de altitudine (AOPS) forță de tracțiune	B.P/LH2– LO2 — —	B.P /LH2–LO2 4,5 tf 730–950 kgf 730–960 kgf
Turboreactoare (ABES) carburant	LH2 (+ aer)	Petrol JP-4 (+aer)
Numărul motoarelor Booster	—	12 SSME+29 /31 ACPS+10/12 ABES
Nr. motoare Orbiter	—	2/3 SSME+29/31 ACPS+3 OMS+4 ABES (opționale)
Deplasare laterală Orbiter	2800 km	2800 km
Deplasare laterală Booster	830 km	370 km (cu Orbiter la LH2 exterior)
Cost navetă reutilizabilă	5 miliarde $/9 ani	9 miliarde $/8 ani
Navetă+Tug	10 miliarde $/9 ani	13 miliarde $/8 ani

— la întoarcere, prevederile recomandă echiparea navetelor astfel încît aterizarea să fie asemănătoare cu aterizarea unui avion.

În mod concret se poate spune că naveta spațială în concepția actuală este un compromis între avion și rachetă, folosind avantajele ambelor categorii de mijloace de zbor, astfel încît scopurile de utilizare să fie atinse și cheltuielile, prin recuperarea totală și prin preluarea unor realizări verificate, să fie cît mai mici.

Pentru exemplificare alegem proiectul North American Rockwell. Complexul navetei spațiale va avea o greutate la lansare de peste 2 100 tf cu o sarcină utilă maximă de 29,5 tf sau mai mult de 20 tf pe o orbită polară, care interesează armata. Echipajul navetei va fi format din 4 oameni (pilot, copilot și 2 tehnicieni), dar în navetă va fi loc pentru 12 persoane. Accelerația la decolare sau la aterizare nu va depăși suprasarcina de 3 g.

Vehiculul vaf i format din 2 etaje — de data aceasta alăturate și nu suprapuse ca la rachetele actuale — cu o înălțime de aproximativ 50 m. Soluția etajelor alăturate a fost aleasă pentru a fi posibilă aprinederea simultană a tuturor motoarelor celor 2 etaje la decolare.

Primul etaj este constituit din 2 grupuri de motoare rachetă (46 m lungime și 4 m diametru) care dezvoltă fiecare o tracțiune de 1 500 tf, dispuse de o parte și de alta a unui foarte mare rezervor (55 mm lungime și 7,9 m diametru) pentru combustibilul necesar motoarelor etajului al doilea (hidrogen și oxigen lichid), care va fi de fapt un planor hipersonic cu aripă delta, denumit „Orbiter''. Aceasta este elementul principal al complexului ce va fi lansat în spațiu și care constituie veritabila navetă. Orbiterul va avea aproximativ 34 m lungime, 24 m anvergură și 17 m înălțime.

III. Etapele de zbor ale navetei spațale.

Naveta va fi propulsată pînă la orbita terestră joasă de lucru de 3 motoare de înaltă presiune de 210 tf tracțiune unitară în vid, după despărțirea sa de primul etaj. În afara celor 3 motoare rachetă cu combustibil lichid, care asigură propulsia pînă la orbita de lucru, Orbiter-ul mai este prevăzut cu motoare rachetă de salvare în caz de incident la lansare, de manevră pe orbită, de altitudine, și cu turboreactoare pentru propulsia în atmosferă.

Separarea etajelor navetei se preconizează să fie făcută la 40 km altitudine, cu recuperarea etajului prim în ocean.

Zborul va fi continuat de Orbiter împreună cu rezervorul său de combustibil prin propulsia motoarelor proprii pînă pe orbita de lucru, la aproximativ 185 km altitudine (în tir către est). La atingerea orbitei de lucru, rezervorul exterior este largat fără a fi recuperat.

După terminarea misiunii pe orbita terestră, Orbiter-ul va fi adus în atmosferă, unde prin propulsia turboreactoarelor este dirijat și aterizat pe o pistă clasică (lungime 3 600—4 000m).

Ca baze de lansare au fost alese: Cape Kennedy (Florida) și Vandenberg (California). Aceste locuri au fost alese din 150 de propuneri. Decizia finală a ținut cont de factori economici (existența unei infrastructuri de lansare), tehnici (existența posibilităților de recuperare a primului etaj) și operaționali (lansarea și recuperarea se vor efectua fără a survola zone locuite).

Trebuie precizat că baza de la Vandenberg este exploatată mai ales de militari.

Ca urmare a cererilor militare, Orbiter-ul va avea posibilităţi de deplasare laterală de 1800 km (fig. 2).

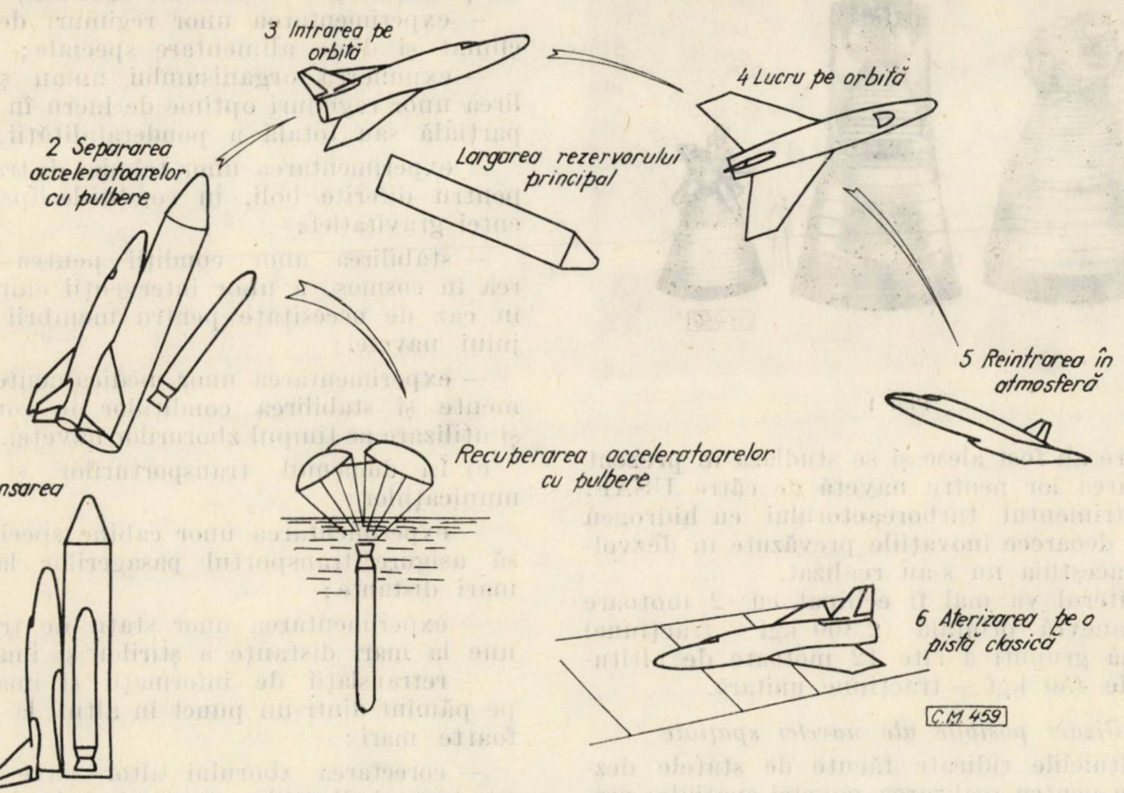

3 Intrarea pe orbită
4 Lucru pe orbită
2 Separarea acceleratoarelor cu pulbere
Largarea rezervorului principal
5 Reintrarea în atmosferă
Recuperarea acceleratoarelor cu pulbere
1 Lansarea
6 Aterizarea pe o pistă clasică
C.M. 459

Fig. 2. Funcţionarea navetei spaţiale.

IV Motoarele navetei spaţiale

Primul etaj al navetei cuprinde, în ele două grupuri de motoare pentru decolare, 12 motoare rachetă cu combustibil lichid, dezvoltînd fiecare o tracţiune de 250 tf, adică în total 3 000 tf, cu 700 tf mai puţin decît racheta Saturn V (3 700 tf).

Pentru zborul de croazieră în atmosferă şi pentru aterizare (în cazul variantei de recuperarea pe uscat), primul etaj va avea şi 12 motoare turboreactoare cu o forţă de tracţiune unitară de 8 200 kgf.

Primul etaj al navetei va avea, pentru controlul poziţiei şi manevrei de corecţie, mici motoare rachetă ce vor funcţiona cu combustibili criogenici — oxigen şi hidrogen lichid.

Pentru propulsia navetei propriu-zise, Orbiter-ul, concepţia de bază prevede 3 motoare de înaltă presiune SSME (Space Shattle Main Engine), cu o forţă de tracţiune unitară în vid de 210 tf. Acest motor va depăşi actualele motoare de joasă presiune ale rachetei Saturn V — care sînt cele mai mari motoare construite pînă în prezent în Statele Unite — atît prin dimensiuni cît şi prin tehnologia de avangardă (înaltă presiune, reutilizabil, 7,30 ore de funcţionare).

Pentru acest motor, în prezent, se fac studii, se pregăteşte construcţia de către Rocktdyne (divizia lui North American Rockwell).

În caz că acest motor nu va fi disponibil în timpul stabilit, NASA prevede şi posibilitatea echipării navetei (etajului al II-lea) cu motoarele mai puţin performere dar existente, de joasă presiune J—2, ale etajelor 2 şi 3 de la racheta Saturn V.

Caracteristicile motorului Rocktdyne de înaltă presiune

Parametrul	Valoarea proiectată
Durata de utilizare	7,30 h (100 zboruri)
Combustibil	H_2O_2
Forţa ascensională la sol	250 tf
Impuls specific	456 s
Presiune de combustie	210 bari (214 kgf/cm^2)
Raport de secţionare	151/1
Raport de amestec	6/1 sau mai mult
Modularea forţei ascensionale	2/1
Reutilizabil	
Răcire cameră/divergenţă	
Presiune funcţionare turbopompă	410—420 bari (418—428 kgf/cm^2)
Întreţinere	fără demontare
Diametru	3,7 m
Înălţime	7 m
Cost dezvoltare	500 mil $

Ca motoare de propulsie în atmosferă, la întoarcerea din misiune, naveta va fi echipată cu motoare turboreactoare General Electric (GE F 101— prevăzute pentru bombardierele B—1) sau motoare Pratt — Whitney (F—100 destinate avionului F—15). Aceste

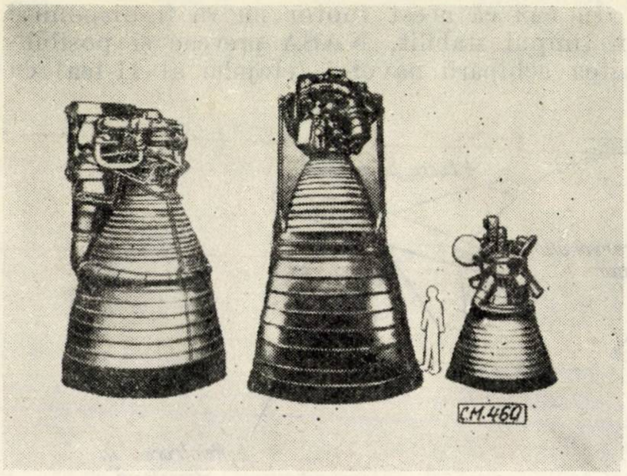


Fig. 1

motoare au fost alese și se studiază în prezent adaptarea lor pentru navetă de către USAF, în detrimentul turboreactorului cu hidrogen gazos, deoarece inovațiile prevăzute în dezvoltarea acestuia nu s-au realizat.

Orbiterul va mai fi echipat cu 2 motoare de manevră orbitală (2 300 kgf — tracțiune) și două grupuri a cîte 12 motoare de altitudine de 450 kgf — tracțiune unitară.

V. Utilizări posibile ale navetei spațiale

Cheltuielile ridicate făcute de statele dezvoltate pentru realizarea navetei spațiale, preocuparea diferitelor firme pentru prezentarea unor proiecte cît mai complete, demonstrează existența unor scopuri precise în utilizarea acesteia, precum și dorința de a diversifica gama mijloacelor de transport, de investigație științifică și militare.

Din dezbaterile care au avut loc din informațiile publicate, precum și din studierea caracteristicilor navetei spațiale, rezultă că aceasta ar putea fi utilizată în următoarele scopuri principale:

a) În domeniul cercetării spațiului cosmic:

— determinarea structurii atmosferei înalte;

— obținerea unor date cît mai precise privind influența razelor cosmice asupra organismului uman expus o perioadă îndelungată acestora:

— intensitatea meteoriților și pericolul pe care îl prezintă pentru zborul în atmosferă și în cosmos;

— experimentarea unor echipamente, materiale și tehnici cosmice speciale:

— executarea unor observații asupra sateliților și navelor cosmice:

— completarea prin observații și măsurători a informațiilor generale privind evoluția astrelor și a proceselor interne ale acestora:

— completarea prin observații continue și de durată a datelor despre pămînt și a fenomenelor meteorologice din atmosfera sa.

b) În domeniul medical:

— comportarea organismului uman expus timp îndelungat la zboruri orbitale;

— experimentarea unor regimuri de microclimat și diete alimentare speciale;

— expunerea organismului uman și stabilirea unor regimuri optime de lucru în absența parțială sau totală a ponderabilității;

— experimentarea unor tehnici de tratament pentru diferite boli, în condițiile lipsei influenței gravitației;

— stabilirea unor condiții pentru realizarea în cosmos a unor intervenții chirurgicale în caz de necesitate pentru membrii echipajului navetei;

— experimentarea unor medicamente și alimente și stabilirea condițiilor de conservare și utilizare pe timpul zborurilor navetei.

c) În domeniul transporturilor și telecomunicațiilor:

— experimentarea unor cabine speciale care să asigure transportul pasagerilor la foarte mari distanțe;

— experimentarea unor stații de transmisiune la mari distanțe a știrilor și imaginilor;

— retranslații de informații și imagini de pe pămînt dintr-un punct în altul, la distanțe foarte mari:

— corectarea zborului altor nave cosmice pe baza indicațiilor transmise de la bazele de lansare;

— utilizarea ca stație interplanetară (cu luarea unor măsuri speciale de amenajare pentru cuplare temporară cu alte nave).

BIBLIOGRAFIE

[1] Air&Cosmos nr. 376/20. II. 1971. ,,Din bugetul său pe 1972, NASA favorizează sateliții științifici și utilitari''.

[2] Air&Cosmos nr. 379/13.III. 1971 ,,Nava și naveta''.

[3] Air&Cosmos nr. 381/27. III. 1971 ,,USAF participă intens la proiectul navetei spațiale''.

[4] Air&Cosmos nr. 382/3 IV.1971 ,,Spațiul în slujba activităților militare''.

[5] Air&Cosmos nr. 384/17.IV.1971 ,,Motoarele navetei spațiale''.

[6] Air&Cosmos nr. 404/9.X.1971. ,,Evoluția navetei spațiale''.

[7] Air&Cosmos nr. 427/18. III. 1972. ,,Naveta spațială: o alegere în suspensie''.

[8] Air&Cosmos nr. 428/25. III. 1972 ,,Prima rachetă în întregime reutilizabilă''.

[9] Air&Cosmos nr. 430/8. IV. 1972. ,,Naveta spațială—11 firme în concurență''

[10] Air&Cosmos nr. 432/22. IV.1972 ,,Navetele spațiale vor decola și vor ateriza la Cape Kennedy și la Vandenberg''.

[11] Air&Cosmos nr. 421/25. XII. 1971 ,,NASA 1971 — Riscurile și șansele navetei''

[12] Air&Cosmos nr. 441/24.VI.1972. ,,NAVETA — North American Roockwell''.

[13] Air&Cosmos nr. 442/1.VII.1972. ,,S.U.A. pare să respingă cooperarea europeană''

[14] Aviation magazine nr. 590/iulie 1972. ,,Realizatorul navetei spațiale va avea de lucru pentru 20 ani''.

[15] JANE'S 1971—1972. ,,Cosmos militar''

Sesizoare folosite în schemele de protecție și reglaj cu elemente fluidice

Folosirea ca agent de lucru sau comandă în schemele de comutație cu elemente fluidice a însuși agentului ai cărui parametri se controlează ridică o serie de probleme, și, în special, cele privitoare la traductoarele folosite.

Indiferent de semnalul de intrare : presiune, temperatură viteză de rotație etc., la ieșire aceste traductoare vor trebui să dea un semnal compatibil cu funcționarea elementelor fluidice și acesta trebuie să fie sub forma unui impuls de fluid cu o anumită presiune, indiferent de temperatura pe care o are.

De asemenea o altă problemă pe care o implică traductoarele din schemele cu elemente fluidice este posibilitatea de miniaturizare a lor, pentru a nu ajunge la situații în care traductoarele să depășească cu mult în greutate, gabarit și cost elementele fluidice.

În prezent în schemele cu elemente fluidice de protecție și control al funcționării compresoarelor sînt folosite traductoare de presiune, temperatură și de viteză de rotație. Traductoarele de viteză de rotație sînt destul de rar folosite, și anume la compresoarele cu reglaj de turație. Cum în prezent reglajul de capacitate a compresoarelor frigorifice nu se face prin reglaj de turație, rămîne de discutat numai traductoarele de presiune și temperatură.

Traductoarele de presiune nu ridică probleme de concepție și tehnologie, ele permițînd de asemenea cu multă ușurință miniaturizarea. Un exemplu concludent este ,,elementul comparator'' produs de firma Imperial RIV (Italia).

Mai dificilă este construcția unui traductor de temperatură adecvat acestui scop. Dificultatea nu constă în faptul că agentul a cărui temperatură se măsoară va trebui să fie și agent de lucru sau comandă pentru elementul fluidic sesizor, ci în miniaturizare.

Amplificatorul cu tub cu jet din figura 1 este de fapt un traductor, deoarece de obicei impulsul primit de la elementul sensibil este în funcție de un parametru (presiune, temperatură sau chiar deplasare mecanică). Principiul de lucru este simplu. Acțiunea amplificatorului cu tub cu jet se bazează pe transformarea energiei cinetice a masei de lichid în mișcare în energie potențială a presiunii. Fluidul de lucru este debitat în tubul ejector cu o presiune de 6—8 daN/cm². În ajutajul conic al tubului viteza fluxului crește și prin urmare crește și rezerva de energie cinetică. Jetul de fluid care se formează în ajutajul tubului, și care iese din aceasta cu o viteză mare sub forma unui flux conic divergent, are o mare compactitate și poate să-și mențină forma la o anumită distanță.

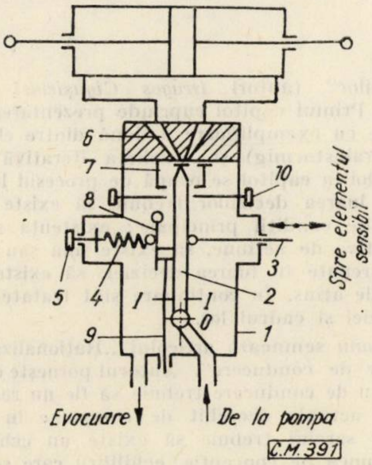


Fig. 1

În poziția medie a tunului, jetul fluidului acoperă egal ambele prize de presiune ale distribuitorului, creînd o presiune p egală în cele două prize. Sub acțiunea elementului sensibil, tubul deviază de la poziția medie. În acest caz, în una dintre prizele receptoare presiunea crește, ajungînd la o valoare $p_1 > p$, iar în cealaltă priză scade la p_2/p.

Aceste tuburi, de tip Askania sau Teplocontrol, lucrează într-o gamă largă de presiuni, 6 — 120 daN/cm². Marile inconveniente ale acestor traductoare, sînt gabaritul mare, piese în mișcare cu frecare etc.

Preocupați în continuare de miniaturizarea traductoarelor de temperatură, specialiștii propun noi soluții constructive. Apar astfel cele două traductoare prezentate în figurile 2 și 3.

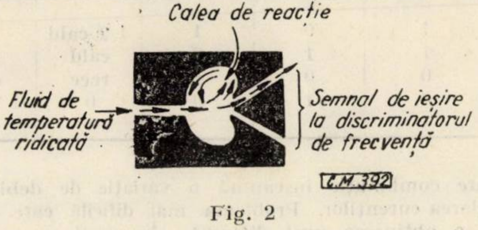

Calea de reacție
Fluid de temperatură ridicată
Semnal de ieșire la discriminatorul de frecvență
C.M.392

Fig. 2

Sesizorul prezentat în figura 2 este folosit la perceperea temperaturii înalte, domeniu în care sînt mult utilizate elementele fluidice. Fluidul cu temperatură înaltă pătrunde în dispozitivul fluidic ca mediu de lucru. Jetul de ieșire variază între două trepte sub controlul căii de reacție a cărei lungime ca și densitatea fluidului, comandă frecvența de oscilație.

Deoarece lungimea căii de reacție este fixată, frecvența variază direct cu temperatura absolută a mediului fluid.

Traductoarele fluidice de temperatură înaltă au fost elaborate în special pentru măsurarea temperaturilor în interiorul motoarelor cu reacție ; unitățile existente în practică au fost încercate la 5 000 °C. Partea mai delicată este însă că acest sesizor trebuie cuplat întotdeauna cu un discriminator de frecvență.

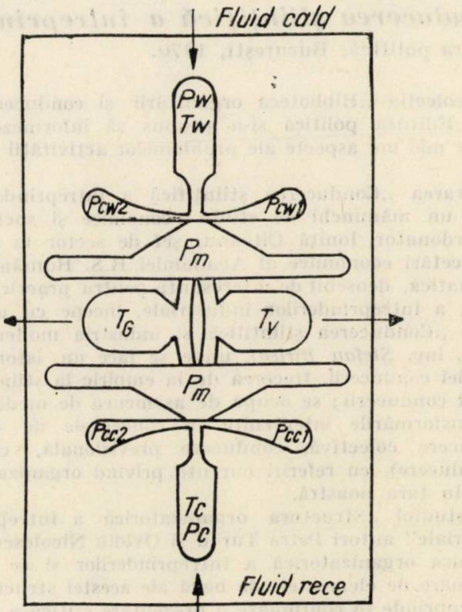


Fig. 3

Interesant este traductorul de temperatură reprezentat în figura 3. El este folosit ca element de bază în sistemul de control al temperaturii agentului de răcire a costului cosmonauților, racordat la navă printr-un cordon. Caracteristic pentru acest dispozitiv este faptul că agentul de lucru este chiar lichidul a cărui temperatură se reglează. Dispozitivul funcţionează pe principiul deflecţiei jetului. În dispozitiv sînt prevăzute două jeturi propulsive, unul pentru agentul de lucru cald şi unul pentru agentul de lucru rece.

Dacă presiunea jeturilor de comandă $p_{cw_2} > p_{cw1}$ şi $p_{cc2} > p_{cc1}$ deflecţiile jeturilor propulsive vor avea drept rezultate circulaţia unui fluid mai cald. Inversarea presiunilor de comandă va inversa modul de deflecţie.

Se observă în tabela 1 că există combinaţii pentru fiecare dintre ieşirile T_c şi T_v.

Tabela 1

P_{cw_1}	P_{w_2}	P_{cc_1}	P_{cc_2}	T_v	T_c
0	1	0	1	1/2 cald	0
0	1	1	0	cald	rece
1	0	0	1	rece	cald
1	0	1	0	0	1/2 cald

Fiecare combinaţie înseamnă o variaţie de debit fără strangularea curenţilor. Problema mai dificilă care apare, constă în obţinerea unei diferenţe de presiune necesară comenzilor jetului propulsiv.

În domeniul de presiuni între 6 şi 16 daN/cm² şi temperaturi pînă la 120 °C, folosirea traductoarelor reprezentate în figurile 2 şi 3 este imposibilă.

Situaţia este rezolvată prin utilizarea traductoarelor cu tub mobil reprezentate în figura 4.

Mişcarea tubului mobil de la un orificiu de ieşire la altul se realizează prin deplasările date de elementul sensibil la temperatură încorporat chiar în tub. Deşi construcţia este clasică (pe acelaşi principiu cu amplificatorul reprezentat în figura 1), el permite o miniaturizare.

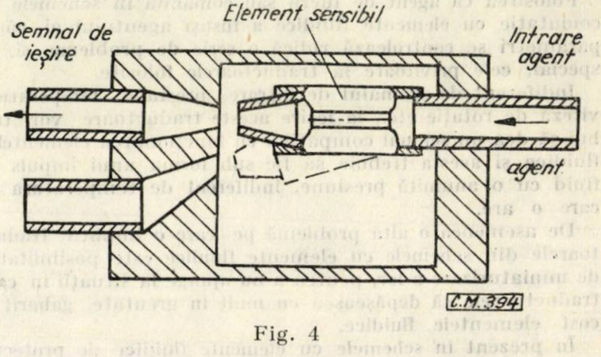


Fig. 4

Cele cîteva tipuri de traductoare prezentate comparativ vin să întregească domeniul de cunoştinţe ale tehnici anului care doreşte să-şi creeze un tip adecvat de sesizor de temperatură.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krassov, I. M.* Elementele sistemelor de reglare automată hidraulice. Ed. tehnică, Bucureşti, 1965.

[2] *Belsterling, C. A.* Traductoare fluide şi pneumatice. În : DS Automatizare şi Telecomandă, nr. 2, 1972, p. 163–173.

[3] *Starr, J. B.* Fluidic temperature control for liquid-cooled space suits. ASME publication. 70–WA/Flcs–19.

Ing. D. Mihalcea
Uzina Tehnofrig – Cluj

◆

„Conducerea ştiinţifică a întreprinderii“, Editura politică, Bucureşti, 1970.

În colecţia „Biblioteca organizării şi conducerii ştiinţifice”, Editura politică şi-a propus să informeze cititorii cu cele mai noi aspecte ale problemelor activităţii de conducere.

Lucrarea „Conducerea ştiinţifică a întreprinderii” grupează un mănunchi de studii economice şi sociologice — — coordonator Ioniţă Olteanu, şef de sector la Institutul de cercetări economice al Academiei R.S. România.

Tematica, deosebit de interesantă pentru practica de conducere a întreprinderilor industriale, începe cu un studiu despre „Conducerea ştiinţifică şi industria modernă” (autor dr. ing. *Ştefan Bîrlea*), unde se face un istoric asupra evoluţiei conducerii, trecerea de la empiric la ştiinţă în domeniul conducerii ; se ocupă de asemenea de mediul actual şi transformările intervenite în conceptele de conducere (conducere colectivă, conducere previzională, cibernetică şi conducere), cu referiri curente privind organizarea ştiinţifică în ţara noastră.

În studiul „Structura organizatorică a întreprinderilor industriale” autori Petre Turcu şi Ovidiu Nicolescu definesc structura organizatorică a întreprinderilor şi se ocupă în continuare de elementele de bază ale acestei structuri. Articolul cuprinde în continuare o prezentare critică a diferitelor modele de structură organizatorică şi metodele de introducere şi perfecţionare a acestora.

Ing. *I. Stăncioiu* şi *Ion Gunea* semnează studiul „Perfecţionarea sistemului informaţional al întreprinderii”, care tratează sistemul informaţional ca un mijloc de conducere, organizare şi planificare a activităţii întreprinderilor.

Un studiu interesant prin problematică este cel intitulat „Metode utilizate în conducerea întreprinderilor şi procesul luării deciziilor” (autori *Dragoş Ciguşievici* şi *Mihail Dumitrescu*). Primul capitol cuprinde prezentarea metodelor de conducere cu exemplificare a două dintre ele : „asaltul de idei” (Brainstormig) şi „ancheta iterativă” (Tehnica Delphi). Al doilea capitol se ocupă de procesul luării deciziilor. Pentru luarea deciziilor trebuie să existe sau să fie create anumite condiţii principale : existenţa a cel puţin două alternative de acţiune, să existe una sau mai multe persoane antrenate în luarea deciziei, să existe cel puţin un obiectiv de atins. În continuare sînt tratate formele de luare a deciziei şi cadrul lor.

Ioniţă Olteanu semnează articolul „Raţionalizarea activităţii cadrelor de conducere”. Autorul porneşte de la ideea că orice cadru de conducere trebuie să fie un realizator, iar în condiţiile actuale deosebit de complexe în rezolvarea numeroaselor sarcini trebuie să existe un echilibru între acţiune şi munca de concepţie, echilibru care se dovedeşte a fi foarte dificil de atins. În continuare se ocupă, mai pe larg, de factorii care influenţează randamentul muncii de conducere. Articolul se ocupă, în încheiere, de necesitatea şi căile de repartizare eficace a efortului în munca de conducere.

Ultimele două articole ale volumului se referă la „Psihologia muncii de conducere” (autor *Traian Herseni*) şi „Analiza eficienţei activităţii de conducere” (autor *Nicolae Hameş*) în care se prezintă influenţa activităţii de conducere asupra rezultatelor economice ale întreprinderii.

Întreaga lucrare este însoţită de exemplificări sugestive, scheme de organizare şi grafice utile în însuşirea problemelor prezentei lucrări.

A. Lazarovici

◆

„Societatea socialistă multilateral dezvoltată”

Studii economice — Editura ştiinţifică, Bucureşti, 1972

În cadrul Editurii ştiinţifice a apărut culegerea de studii economice sub titlul *„Societatea socialistă multilateral dezvoltată”*.

Primul studiu intitulat „Problematica societăţii socialiste multilateral dezvoltate ” (autor. prof. univ. dr. *I. Blaga*) are drept scop stabilirea locului istoric al etapei societăţii socialiste multilateral dezvoltate în ţara noastră.

În tratarea problematicii acestei etape autorul studiului face o prezentare a sarcinilor constante în politica economică a partidului ca : industrializarea socialistă, crearea bazei tehnico-materiale a socialismului în toate ramurile economiei naţionale, repartizarea forţelor de producţie etc. şi care capătă aspecte calitative noi în noua etapă istorică de dezvoltare.

Autorul se ocupă de caracteristicile generale ale noii etape în permanentă confruntare cu nivelul dezvoltării altor ţări.

Următorul studiu „Dezvoltarea industrială a României în etapa făuririi societăţii socialiste multilateral dezvoltate” (autori conf. univ. dr. *N. Nichita* şi lector univ. *P. Iosub*) are în vedere premisele noi ale dezvoltării industriale a ţării prin continuarea pe un plan superior a industrializării socialiste a ţării.

Pe aceeaşi linie se înscrie şi studiul prof. univ. dr. *M. Popescu* privind „Dezvoltarea agriculturii în anii construcţiei socialiste”.

Studiul *„Perfecţionarea organizării, conducerii şi planificării economiei naţionale.* Democraţia economică” semnat de *conf. univ. dr. M. Părăluţă*, se ocupă de necesitatea obiectivă de conducere pe bază de plan a societăţii socialiste. Pornind de la complexul de măsuri cuprins în Directivele Congresului al X-lea privind perfecţionarea, organizarea şi conducerea planificată a economiei naţionale, studiul se ocupă în continuare de unitatea dialectică dintre cele două laturi ale centralismului democratic în continuă schimbare, în funcţie de gradul de maturizare a societăţii.

Conf. univ. dr. *I. Blaga* semnează şi studiul „Repartizarea teritorială a forţelor de producţie în România, bine documentat şi străbătut de o analiză economică a rezultatelor obţinute şi de stadiul actual al dezvoltării teritoriale a forţelor de producţie. „Stiinţa-factor primordial al procesului economic al României” reprezintă un studiu semnat de *prof. univ. dr. Gh. P. Apostol*, care se ocupă de ştiinţă ca latură inseparabilă a producţiei materiale, a progresului economic şi social, de aportul ştiinţei la dezvoltarea economică şi socială a ţării, cum şi de creşterea eficienţei cercetării ştiinţifice.

Următorul studiu „Cointeresarea materială, pîrghie importantă în făurirea societăţii socialiste multilateral dezvoltate”, semnat de *conf. univ. dr. N. Bădilă*, se ocupă de această categorie economică a socialismului care are un rol important în conducerea economiei naţionale. Studiul scoate în evidenţă şi rolul cointeresării materiale în formarea şi dezvoltarea conştiinţei socialiste. În continuare sînt tratate probleme de echitate socialistă reflectate în repartiţia după muncă.

Ultimele trei studii intitulate „Creşterea eficienţei acumulării, condiţie hotărîtoare a progresului societăţii noastre”, autor prof. univ. dr. *I. Văcărel*, „Ridicarea eficienţei economice, principiu fundamental al dezvoltării economiei noastre socialiste”, autor *dr. C. Iacobovici — Boldişor* şi „Dezvoltarea relaţiilor economice externe ale României Socialiste”, autor *dr. I. Ionescu*, reprezintă o contribuţie la cunoaşterea politicii financiare şi de credit din ţara noastră, a măsurilor care au fost luate pentru întărirea gestiunii economice proprii, pentru creşterea rentabilităţii întreprinderilor industriale.

A. Lazorovici

◆

MONOGRAFIE

Uzina Autobuzul—Bucureşti, la 20 de ani de activitate

Pe terenul viran din raza cartierului bucureştean Pieptănari, în iunie 1951 începe construcţia pentru o nouă fabrică destinată reparaţiei şi montajului de vagoane C.F. În vara aceluiaşi an, viitoarea unitate industrială este denumită „Fabrica de montaj vagoane Bucureşti”, iar în luna februarie 1952 se schimbă destinaţia fabricii în uzină de construcţii remorci şi batoze cu numele de „Uzinele Tudor Vladimirescu” Bucureşti. La începutul anului 1964 primeşte denumirea de de Uzina „Autobuzul” — Bucureşti. Marca fabricii (înregistrată internaţional) rămîne însă tot „T.V”.

Anul 1953 marchează intrarea în producţie a uzinelor „Tudor Vladimirescu” Bucureşti, cînd în atelierele şi secţiile construite iniţial pentru specificul montajului de material rulant, încep a se realiza subansamble pentru maşini agricole. Schimbarea destinaţiei sortimentale a fabricaţiei a fost dictată de necesităţile privind mecanizarea agriculturii. În colaborare cu alte unităţi industriale din ţară, uzina „Tudor Vladimirescu” produce, în perioada 1953—1956; batoze pentru treierat cereale, dispozitive pentru treierat ierburi, dispozitive pentru treierat mazăre, dispozitive pentru împrăştiat îngrăşăminte pe terenuri agricole.

În paralel cu producerea sortimentelor notate, colectivul uzinei asimilează în fabricaţie : remorci-dormitor pentru echipele (8—10 persoane) care execută depanările utilajelor agricole în timpul campaniilor, remorci basculante pentru transportul produselor agricole, remorci auto cu sarcina utilă de 3 t, autobasculante pe şasiuri de autocamion SR, autosanitare pe şasiuri de camioane Molotov, autoizoterme-autovidanjoare pe şasiuri de autocamioane SR.

În vederea satisfacerii cerinţelor mereu crescînde ale transportului de călători în comun, uzinele „Tudor Vladimirescu” preiau în trim. IV 1956 fabricaţia de autobuze, care începuse în acelaşi an la uzinele „Vulcan” din Bucureşti (autobuzul MTD).

Autobuzul MTD din clasa de medie capacitate (70+2 pasageri) echipat cu motorul SR 101 de 95 CP — construit pe şasiul autocamionului SR, este produs pînă în iunie 1957, cînd intră în fabricaţie primul autobuz care poartă marca uzinei noastre „TV”, asimilat într-un timp record după un proiect la care cadrele tehnice din uzină şi-au adus o mare contribuţie. Autobuzul „TV” echipat cu acelaşi motor SR 101 de 95 CP, cu capacitatea de transport de 70+2 călători, a fost fabricat pînă în 1961, cînd intră în producţie de serie autobuzul TV—2 cu formă mult îmbunătăţită (arhitectură modernă — parametri tehnico-economici superiori celor ai autobuzului TV—1). Autobuzul TV—2 este echipat iniţial tot cu motorul de 95 CP, apoi din 1962 motorul SR 211, asimilat de către uzinele din Braşov, echipează şi autobuzele TV—2.

Cu caroserie unificată, autobuzele TV—2 se fabrică atît în variantă urbană pentru transportul călătorilor în oraşe, cît şi interurbană pentru transportul de pasageri în comun între localităţi.

Autobuzele TV—2 sînt înlocuite în anul 1969 în fabricaţie cu autobuzele TV—20 care reprezintă forma modernizată a autobuzelor de medie capacitate fabricate de uzină.

Autobuzele TV—20 au parametrii tehnico-funcţionali şi capacitatea îmbunătăţite faţă de TV—2, o arhitectură mai bună şi confort mult ridicat.

În 1958 intră în fabricaţie un nou produs destinat transportului de călători în comun, în oraşe — troleibuzul. Baroseria troleibuzelor fabricate de uzina noastră este unificată cu cea a autobuzelor urbane. Modernizările caroseriilor de autobuze au fost extinse şi la troleibuz.

La cererea MTANA, colectivul uzinei „Tudor Vladimirescu" asimilează în perioada 1963—1964 un nou tip de autobuze de mică capacitate, destinat transportului de călători pe drumurile de munte cu pante mari şi raze mici de viraj, unde alte tipuri de autobuze din dotarea parcului MTANA erau mai greu accesibile.

În perioada 1964—1965 primul lot de 500 exemplare din acest tip de autobuze intră în exploatare. Pe baza observaţiilor din exploatare—în perioada 1966—1967 — colectivul uzinei realizează o serie de îmbunătăţiri constructive pe autobuzul de mică capacitate TV—7, în acţiunea de modernizare, reintroducînd în fabricaţia de serie autobuzul cu simbolul TV—71, în anul 1967, cu performanţe tehnico-economice mult îmbunătăţite. Aprecierea acestui produs şi de către beneficiarii externi a făcut ca în 1969—1970 un prim lot de 500 maşini TV—71 să fie exportate în R.S.C.

Autobuzele şi troleibuzele de medie capacitate TV—20 cît şi autobuzul de mică capacitate TV—71 vor rămîne în fabricaţia de serie a uzinei pînă în 1974, cînd vor fi înlocuite cu tipurile de autobuze ce vor fi asimilate în baza licenţei MAN şi ca derivate din această licenţă.

În perioada 1973—1975 vor fi asimilate:

1. Autobuzul urban tip 890 UO—M. 12. A din categoria de 12 m, cu o capacitate totală de 110 pasageri, din care 25 + 2 pe scaune, cu uşi pliante, acţionate pneumatic, echipat cu motor diesel orizontal 6 cilindri, de 192 CP, tip D 2156, amplasat sub podea, între axe.
2. Autobuzul interurban tip 750 HO—U. 11 din categoria de 11 m, cu o capacitate de 53+1 locuri pe scaune, echipat cu motor diesel de 192 CP, tip 2156, amplasat în consola spate.
3. Autobuzul urban de medie capacitate (din clasa 9 m lungime) echipat cu motor diesel.
4. Autobuzul interurban de medie capacitate (clasa 9 m lungime), echipat cu motor diesel.
5. Autobuzul de mare şi medie capacitate, echipat cu motoare diesel, destinat transportului de turişti.
6. Troleibuze de mare şi medie capacitate.

În paralel cu fabricaţia de autobuze, în 1958 începe fabricaţia de autovehicule destinate transportului mărfurilor de mic tonaj. Autoutilitarele TV, concepute de către cadrele tehnice ale uzinei, au fost proiectate pe baza agregatelor mecanice de tracţiune şi rulare care erau în fabricaţie, utilizate pentru autoturismul de teren M. 461.

De la începutul fabricaţiei şi pînă în prezent autoutilitarele TV au fost supuse modernizărilor continue pentru a ajunge la un nivel calitativ şi cu performanţe tehnice comparative cu produsele similare fabricate pe plan mondial. S-a urmărit asigurarea condiţiilor impuse de legislaţia siguranţei circulaţiei rutiere cum şi creşterea performanţelor tehnico-economice.

În 1973 va intra în fabricaţia de serie o nouă clasă de autovehicule utilitare din categoria 1250 kg sarcină utilă cu parametri tehnici şi cu nivel calitativ superiori produselor din fabricaţia actuală (TV—41, TV—51). Autoutilitarele TV—12, a căror producţie va fi demarată la începutul sem. II a. c., vor satisface cerinţele exigente ale beneficiarilor, atît pe piaţa internă, cît şi pe pieţele externe unde sînt din ce în ce mai mult solicitate.

Organizarea tehnologică a fabricaţiei a fost supusă, în perioada existenţei uzinei, la un proces de modernizare continuă, în paralel cu creşterea cantitativă şi sortimentală a producţiei.

Trecerea de la specificul organizării producţiei de maşini agricole la tehnologia construcţiei de autovehicule s-a făcut în timp, în prezent uzina beneficiind de condiţii pentru organizarea pe baze moderne a tehnologiei de fabricaţie. Un corp principal de hale productive, de circa 500 m lungime, permite desfăşurarea operaţiilor tehnologice, de asamblare, montaj, protecţie anticorosivă, vopsire şi montaj general al caroseriilor de autobuze, troleibuze şi autoutilitare în flux tehnologic continuu. O atenţie deosebită s-a acordat şi se acordă în cadrul uzinei, mecanizării transportului de materiale şi semifabricate pe fluxul de fabricaţie între secţii sau în interiorul lor (între operaţii).

— Producţia uzinei a avut ritmuri importante de creştere, înscriindu-se în avîntul dezvoltării industriale din ţara noastră.

În diagramele 1 şi 2 se arată evoluţia creşterii producţiei globale şi a principalelor sortimente la uzina Autobuzul din Bucureşti în perioada 1966—1975.

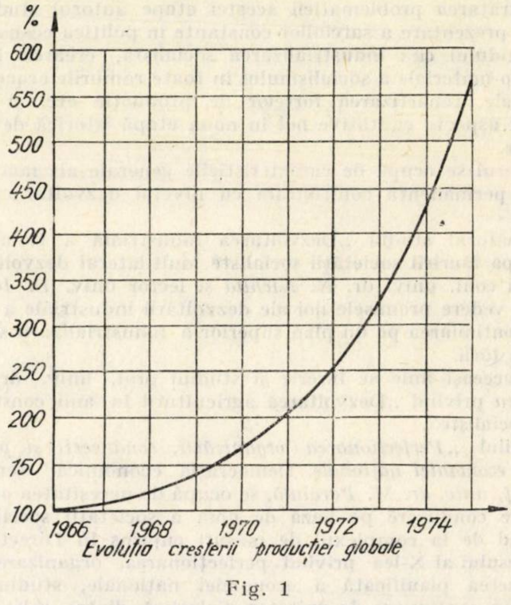


Fig. 1

Ritmuri importante s-au înregistrat şi la productivitatea muncii (diagrama 3). Indicatorii de eficienţă economică arată rentabilitatea uzinei Autobuzul, care o situează printre unităţile industriale fruntaşe din ţară. Astfel, eficienţa fondurilor fixe (producţia globală per valoare fonduri fixe) creşte de la 3,22 în 1968 la 5,07 în 1972, iar valoarea acumulărilor arată un

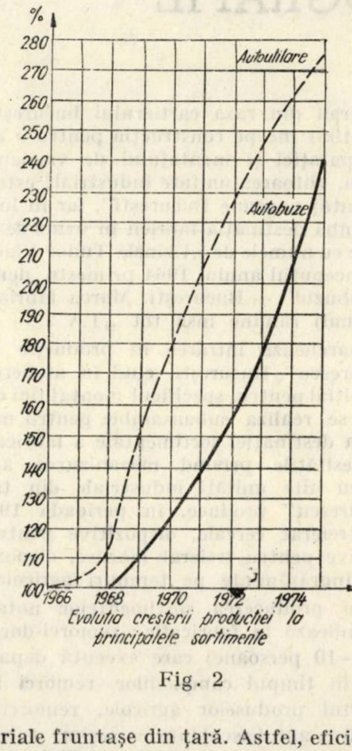


Fig. 2

raport între beneficiu per fonduri fixe de asemenea în plină creștere de la 0,37 în 1966 la 0,62 în 1972.

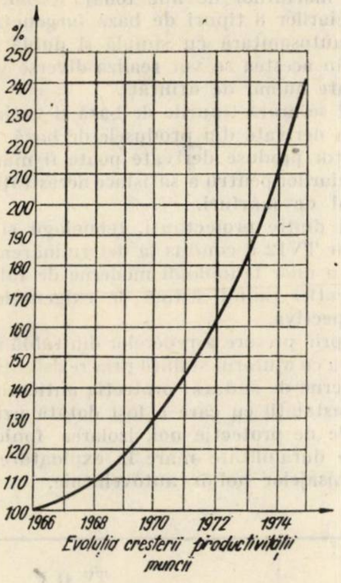


Fig. 3

În 1968, uzina începe să exporte produse cu marca TV. Din 1968 pînă în prezent exportul a crescut substanțial (diagrama 4). În 1973, 65 % din porducția de autoutilitare se va exporta în țări din Europa, Africa, America Latină.

În 1953 la începutul activității sale, uzina a avut un efectiv de 200 salariați, din care 3 ingineri și 6 tehnicieni. Astăzi colectivul uzinei a crescut mult, atît cantitativ (circa 5000 salariați cît și ca pregătire profesională.

Și pentru constructorii de autovehicule destinate transportului de călători în comun și transportului mărfurilor de mic tonaj este caracteristică tinerețea. Peste 80 % din totalul salariaților sînt tineri crescuți în uzină, odată cu dezvoltarea ei și a produselor sale.

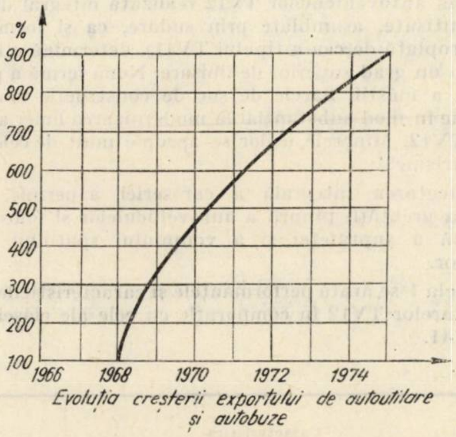


Fig. 4

Ing. *C. Deaconu*

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI

Noi produse

TV12 — O nouă gamă de autoutilitare

Constantin Deaconu — inginer șef concepție — Uzina „Autobuzul"—București

În acest articol sînt prezentate performanțele și caracteristicile tehnice ale autoutilitarelor TV12 în comparație cu cele ale autoutilitarelor TV41, descriindu-se sumar, totodată, îmbunătățirile aduse, pentru a se putea aprecia nivelul calitativ superior al noilor produse.

La realizarea noilor autovehicule destinate transportului mărfurilor de mic tonaj, s-au păstrat, în mare parte, subansamblele șasiului echipat de la autoutilitarele TV41 și TV51, aducîndu-se importante îmbunătățiri constructive și organelor de rulare.

Motorul respectiv ARO-L 25 derivă din M-207 la care s-au adus îmbunătățiri constructive în scopul creșterii performanțelor și reducerii consumului de combustibil.

Micșorarea cotelor de gabarit prin modificarea băii de ulei și reamplasarea filtrului de aer au permis coborîrea motorului pe șasiu, reducerea tunelului de dirijare a aerului pentru răcirea compartimentului-motor și, implicit, spațiu mai bine amenajat în cabina șofer.

Cutia de viteze are 4 trepte, toate sincronizate. Au fost îmbunătățite calitativ și alte piese componente ale cutiei de viteze pentru înlăturarea unor neajunsuri înregistrate în exploatarea vehiculelor TV41.

Adoptarea utilizării unor mecanisme și subansambluri ce se folosesc în producția de autocamioane sau autoturisme a stat în atenția proiectanților uzinei. Astfel, utilizarea casetei de direcție, a volanului și a coloanei respective de la autocamioanele Carpați dau o siguranță mai mare în exploatare prin înlăturarea cauzelor de defecțiune, în condițiile respectări valorilor limită ale eforturilor la pedale și volan.

Au fost aduse modificări și mecanismului de acționare a frînei de siguranță aceasta devenind mai eficientă și prezentînd o acționare mult mai comodă.

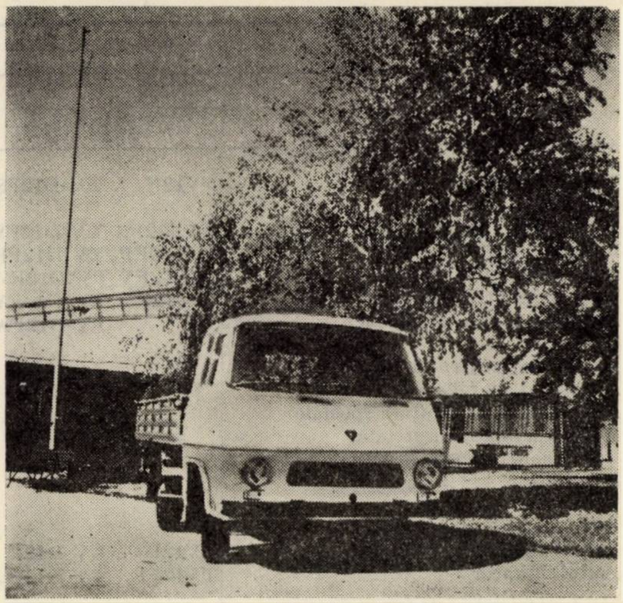


Fig. 1

Scaunele din cabină au fost studiate din punct de vedere ergonomic, cu posibilităţi de reglare atît pe orizontală cît şi ca înclinaţie a spătarului, în funcţie de poziţia dorită.

Parbrizul panoramic, dintr-o bucată, la care se adaugă poziţia coborîtă a bordului, asigură o bună vizibilitate pentru conducător respectîndu-se cerinţele actualelor norme de circulaţie. Capitonajul bordului şi tapiseria cabinei reprezintă o evidentă îmbunătăţire a aspectului din interior.

Caroseria autovehiculelor TV12 realizată integral din panouri ambutisate, asamblate prin sudare, ca şi forma adoptată (apropiată de cea a tipului TV41), determină o linie modernă, cu un grad superior de finisare. Noua fermă a peretelui anterior, a măştii, barele de şoc de construcţie modificată, contribuie în mod substanţial la modernizarea liniei autoutilitarelor TV12. Mînerele uşilor se apropie mult de cele folosite la autoturisme.

Reproiectarea integrală a caroseriei a permis, în plus, reducerea greutăţii proprii a autovehiculelor şi folosirea mai judicioasă a suprafeţei şi a volumului spaţiului destinat mărfurilor.

În tabela 1 se arată performanţele şi caracteristicile tehnice ale utilitarelor TV12 în comparaţie cu cele ale clasei de produse TV41.

O atenţie deosebită au acordat proiectanţii uzinei constructoare diversificării producţiei de autovehicule destinate transportului mărfurilor de mic tonaj. Astfel, vor putea fi oferite beneficiarilor 8 tipuri de bază furgonetă, camionetă, microbuz şi autosanitară cu simplă şi dublă tracţiune, iar ca derivate din acestea se vor realiza diverse variante destinate unui mare număr de utilităţi.

În tabela 2 se arată tipurile de bază şi variantele posibile de realizat ca derivate din produsele de bază.

Gama acestor produse derivate poate fi mărită urmare a cererii beneficiarilor pentru a satisface necesităţi suplimentare în transportul de mărfuri.

Conlucrarea dintre proiectanţi, tehnologii şi constructorii autoutilitarelor TV12 a condus la determinarea, pentru noile autovehicule, a unor tehnologii moderne de fabricaţie, organizarea fabricaţiei ţinînd seamă de exigenţele actuale din industria respectivă.

Realizarea prin presare a reperelor din tablă de oţel, asamblarea acestora cu ajutorul sudării prin rezistenţă utilizîndu-se agregate moderne de sudură, protecţia anticorosivă şi vopsirea în noile instalaţii cu care a fost dotată uzina, utilizarea unor materiale de protecţie noi, izolarea fonică şi termică, vor asigura o durabilitate mare în exploatare şi o calitate superioară finisajelor noilor autovehicule.

Tabela 1

Nr. crt.	Caracteristica	TV 12 F	TV 41 F
1	Dimensiuni de gabarit (mm)	4700×1930×2085	4680×1902×1960
2	Masa proprie, kgf	1760	1800
3	Sarcină utilă, kgf	1250	1200
4	Volum spaţiu util, m³	6,8	6,5
5	Suprafaţă platformă de încărcare, m³	5,17	4,28
6	Motor :		
	— tipul	ARO.L.25 4 timpi	M.207 4 timpi
	— putere specifică, CP/t	24	22,6
	— cuplul motor, kgfm/rot/min	16,5/2500	16/2900
	— consum de comb. (DIN 70.030)	15,9	17,6
7	Schimbător viteze	4 trepte toate sincronizate	4 trepte, sincronizate 2,3,4.
8	Puntea motoare	spate	spate
9	Viteză maximă km/h	100	100
10	Instalaţie răcire	În circuit închis cu vas de expansiune	În circuit deschis
11	Capacitatea rezervorului de combustibil 1	90	90

Tabela 2

Denumire	Simbol							
	Furgonetă		Camionetă		Microbuz		Sanitară	
	2×4	4×4	2×4	4×4	2×4	2×4	2×4	4×4
Tipuri de bază	TV12F	TV-D12FS	TV 12 C	TV-D12C	TV12M	TV-D12M	TV12S	TV-D12S
Derivate — ariante :								
Furgon cu acoperiş supraînălţat	TV 12FS	TV-D12FS						
Furgon pentru poştă	TV 12FP	TV-D12FP						
Furgon pentru transport valori	TV 12FV	TV-D12FV						
Furgon pentru miliţie	TV 12FY	TV-D12FY						
Furgon pentru autoatelier	—	TV-D12FA						
Combi								
Microbuz pentru turişti					TV12MK	TV-D12MK		
Autosanitară laborator					TV12MT	TV-D12MT		
Autosanitară şi dotări speciale							TV12SA	TV-D12SA
Autocamionetă cu prelată			TV12 CP	TV-D12CP			TV12SD	TV-D12SD
Camionetă transport butelii gaze lichefiate			TV12CA TV12CS	TV-D12CA TV-D12CS				
Autoşasiu livrare								
Autovehicule pompieri					—	TV-D12MP		
Autoizotermă	TV12F	TV-D12F						
Autolaborator	TV12FL	TV-D12FL			TV12ML	TV-D12ML		

În conformitate cu legislaţia în vigoare, înainte de începerea fabricaţiei de serie un număr de autovehicule prototip au fost supuse testării şi probelor de durată, atenţie deosebită fiind acordată verificării parametrilor impuşi de cerinţele siguranţei în exploatare.

În tabela 3 se arată rezultatele încercărilor făcute şi comparaţia acestora cu prevederile normelor internaţionale.

Aşa cum rezultă din tabele înscrise în tabela 3, performanţele autoutilitarelor TV12 se încadrează în valorile impuse de normele naţionale şi internaţionale în ce priveşte siguranţa circulaţiei şi asigurarea unor condiţii normale de exploatare.

În atenţia uzinei se află şi alte măsuri de îmbunătăţire constructivă şi tehnologică la care vor fi supuse în continuare autovehiculele TV12 pentru ca ele să satisfacă din ce în ce mai mult exigenţa beneficiarilor.

Tabela 3

Nr. crt.	Proba	Autovehicul	Prevederi norme
1	Zgomot exterior	84 dB(A)	84 dB(A)
2	Zgomot interior	84 dB(A)	85 dB(A)
3	Efort volan	14 kgf	15 kgf/14,7 daN/
4	Efort pedală frînă	60 kgf	70 kgf/68,65 daN/
5	Efort pedală ambreiaj	19,5 kgf	20 kgf/19,6 daN/
6	Spaţiu frîne :		
	— frîna de serviciu frînare tip „0"	31,6 m	53,1 m
	frînare tip I	39,5m	63,7 m
	— frîna de siguranţă frîne reci	84,3m	95,7 m
7	Deceleraţie :		
	— frîna de serviciu	5,5 m/s^2	4,5 m/s^2
	— frîna de siguranţă	2,5 m/s^2	—
8	Cîmp perturbator	31 dB la 220 MHz	40dB la 220 MHz
9	Rampa maximă pe care staţionează autovehiculul cu frîna de parcare trasă	16 %	16 %

Maşina de rectificat plan RPO–125 (seria zero)

Numărîndu-se printre cele mai recente realizări ale Uzinei mecanice din Cugir, maşina de rectificat plan cu ax orizontal RPO-125 este destinată rectificării suprafeţelor plane şi profilate, cu periferia şi partea frontală a pietrei, ale pieselor de dimensiuni relativ mici. Echiparea ei cu o serie de accesorii normale şi speciale (ca platou electro-magnetic PE-125 × 300, dorn de echilibrare, dispozitiv de diamantare etc., iar la comandă specilă şi cu broşă aerostatică) îi măreşte însă sensibil posibilităţile. În acest fel, RPO-125 se anunţă a fi o maşină ca va putea fi utilizată cu succes atît în atelierele de sculărie, cît şi în oricare alt atelier de prelucrări mecanice.

Constructiv acest nou tip de maşină cu acţionarea manuală a deplasărilor, care se remarcă printr-o precizie ridicată, se compune din următoarele ansamble principale :

— un batiu de formă cubică şi degajat în partea din faţă pentru a crea muncitorului un spaţiu suficient de lucru în interiorul căruia se află înteaga instalaţie electrică şi pe a cărui parte superioară se găseşte un batiu intermediar, iar pe partea dreaptă întrerupătorul principal ;

— un batiu intermediar, rigidizat, care face legătura între consolă, suportul transversal şi batiu. Pe el, glisierele transversale în formă de V, fac corp comun cu batiul intermediar, batiu ce susţine o piuliţă pentru şurubul de la deplasarea transversală. În partea din stînga se află o priză pentru aspiratorul de praf, iar în dreapta pupitrul cu aparatura electrică de comandă ce conţine butonii de pornire-oprire a electromotorului broşei, întrerupătorul pentru cuplarea aspiratorului de praf şi cel pentru cuplarea platoului electromagnetic, ca şi o priză pentru o eventuală lampă de iluminat ;

— suportul transversal — unul din subansamblele importante ale acestei maşini — conţine glisierele superioare transversale, glisierele inferioare longitudinale, mecanismele pentru deplasarea longitudinală şi transversală, precum şi un mic bazin de ulei pentru ungerea glisierelor ;

— masa turnată din fontă, prevăzută cu apărători demontabile de protecţie contra prafului abraziv sau eventualei stropiri cu emulsie în cazul rectificării umede are o glisieră în formă de V şi una plană. Pe suprafaţa sa superioară sînt practicate canale T pentru fixarea platoului electromagnetic sau a eventualelor piese de rectificat. Pentru limitarea deplasării longitudinale (stînga — dreapta) în timpul rectificării, masa are opritori ;

— ansamblul consolei format dintr-o coloană încadrată într-o construcţie nervurată care sporeşte rigiditatea maşinii, are în partea din faţă glisierele verticale pe care alunecă ansamblul păpuşii portpiatră, iar în dreapta un opritor pentru citirea de precizie cu ceas comparator la deplasarea fină pe verticală a subansamblului portpiatră ;

— ansamblul păpuşii portpiatră este compus dintr-un corp propriu-zis (carcasă), nervurat, care îndeplineşte şi rolul de sanie verticală. El susţine broşa de rectificat (subansamblu separat), fixată în corpul păpuşii portpiatră într-un alezaj cu despicătură elastică. În spatele corpului este fixată o carcasă intermediară de care este prinsă flanşa electromotorului de

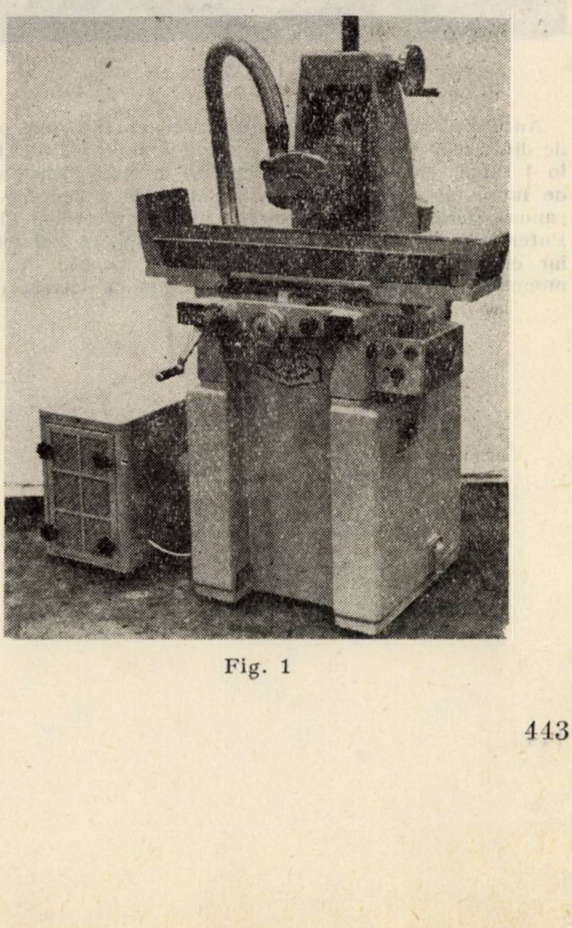


Fig. 1

antrenare a broşei. În faţă, păpuşa portpiatră este prevăzută cu apărătoare de protecţie a pietrei şi cu hotă pentru aspiraţia prafului. Glisierele păpuşii portpiatră sînt prevăzute cu canale de ungere, alimentate periodic cu ulei prin picurare cu cana. În partea dreaptă, în faţă, păpuşa portpiatră are practicat un canal T, pentru fixarea unui braţ, de care este prins un ceas comparator pentru citirea deplasărilor fine la deplasarea pe verticală. Păpuşa portpiatră este prevăzută la partea superioară un canal pentru fixarea capului şurubului pentru deplasarea pe verticală.

În vederea alimentării, maşina de rectificat plan RPO-125 se racordează la reţeaua de distribuţie trifazată cu tensiunea de 380 V la 50 Hz.

Caracteristici tehnice: suprafaţa activă a mesei 300 × 125 mm; distanţa maximă dintre axa arborelui şi suprafaţa mesei 270 mm; deplasarea maximă a suportului transversal 140 mm; deplasarea verticală a pietrei la o diviziune a vernierului 0,005 mm; turaţiile pietrei de rectificare 3500—4600 rot/min; dimensiunile pietrei cilindrice Ø 175 × 15 mm şi cele ale pietrei oală Ø 100 × 50 × 20 mm; puterea motorului pentru acţionarea pietrei 0,55 kW; puterea totală instalată (inclusiv accesoriile) 1,07 kW; masa maşinii 700 kg; dimensiunile de gabarit 127 × 1050 × 1850 mm.

K.E

Autobasculanta DAC de 17 tone

Începutul acestui an este marcat la Uzinele de autocamioane din Braşov de un nou şi important eveniment: introducerea în fabricaţia de serie a autobasculantei DAC de 17 tone, vehicul care în cadrul Tîrgului internaţional Bucureşti din toamna trecută a suscitat un viu interes nu numai în rîndurile specialiştilor din ţară, dar şi ale acelora de peste hotare. Noul vehicul, simbolizat DAC 27/17215 DFK, face parte din seria autobasculantelor grele menite să răspundă cerinţelor economiei naţionale, să contribuie la dezvoltarea capacităţii de transport pe marile şantiere ale ţării, în exploatările miniere de suprafaţă, în carierele de piatră, nisip şi balast.

Pentru a avea o imagine a acestui nou vehicul de performanţă — succintă, în limita spaţiului — prezentăm în continuare cîteva date tehnice extrase din cartea tehnică:

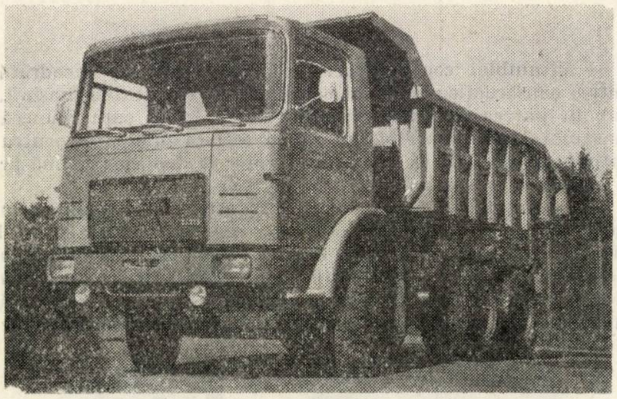


Fig. 1

Autobasculanta DAC 27/17215 DFK, cu tracţiune pe osiile din spate, este echipată cu un motor diesel D2156 HMN8, în 4 timpi, răcit cu apă, cu 6 cilindri în linie. Principiul său de lucru este după procedeul silenţios de ardere MAN, în cameră sferică centrală şi injecţie directă (procedeul ,,HM"). Puterea sa nominală este de 216 CP (DIN) la 220 rot/min, iar cuplul maxim de 76 kgm la 1400 rot/min. Ambreiaj monodisc, cu comandă hidraulică. Cutia de viteză, de tip AK—6—80 + GV805, are 12 viteze de mers înainte şi două de mers înapoi. Osia faţă îndoită are capetele în formă de pumn. Osia din spate este compusă dintr-o axă dublă tip HD 1045, cu axa portantă şi cea de antrenare separate. Reductoarele cu roţi dinţate cilindrice sînt amplasate în spate. Suspensia este realizată cu arcuri cu foi semieliptice, în faţă avînd elemente din cauciuc şi amortizoare telescopice. Instalaţia de frînare are două circuite, axa din spate frînată pneumatic, iar cea din faţă pneumohidraulic, frîna de parcare cu arc compensator acţionează direct asupra roţilor din spate în mod mecanic. Frîna de motor silenţioasă, pe colectorul de evacuare. Servodirecţia este hidraulică de tip 8065. Şasiul cu lonjeroane din oţel de profil ,,U", cu traverse nituite. Pneurile: 11.00—20. Cabină metalică, rabatabilă, cu două locuri cu post de conducere avansat; este prevăzută cu instalaţie de ventilaţie, încălzire, spălător de geam, parbriz. Parbrizul panoramic, asigură conducătorului o bună vizibilitate. Instalaţia electrică cu tensiune de 24V. Rezervorul de combustibil are capacitatea de 220 l. Autobasculanta DAC de 17 tone se va executa cu două feluri de ampatamente.

Dimensiuni (mm): ampatamentul 2770+1310 sau 3093+1310; ecartamentul 2050/1761 sau 2050/1761; lungimea totală 7020 sau 7345; lăţimea totală 2500; înălţimea totală 2955; înălţimea de la sol a supr. benei (încărcat) circa 1763; dimensiunile interioare ale benei; lungimea 6400, lăţimea 2300 înălţimea 1100.

Greutăţi (kg): greutatea totală rulantă solo 2700, greutatea proprie a autobasculantei, echipat complet, circa 9950 sau 9980; sarcina utilă 17000; sarcina admisă pe axa din faţă 6000; sarcina admisă pe axa din spate 2×10000.

Performanţe: viteza maximă 80 km/oră rampa maximă (%) 34%.

În concluzie se poate spune că echiparea acestei autobasculante cu motor diesel de mare putere conduce la cheltuieli reduse de exploatare, că siguranţa de circulaţie este mult sporită datorită sistemelor de care dispune, condiţiile de lucru pentru conducător sînt optime, iar numărul sporit de viteze permite utilizarea deplină a capacităţii motorului în situaţii foarte diferite de teren. De asemenea, că timpul de staţionare în timpul descărcării încărcăturii este redus la minimum datorită basculării benei printr-un sistem hidraulic acţionat electropneumatic de la bordul maşinii, timpul de ridicare a benei fiind în jur de 25 secunde.

Noi tehnologii şi instalaţii

O nouă tehnologie de calibrare a vagoanelor cisternă

Peste cîteva săptămîni, constructorii de vagoane din oraşul Drobeta-Turnu Severin vor putea să folosească la calibrarea cisternelor de cale ferată pe care le execută o nouă şi originală tehnologie. Faptul va deveni posibil o dată cu intrarea în funcţiune a unei moderne instalaţii proiectate şi executate pe baza brevetului românesc nr. 53102, invenţie care, în urmă cu doi ani, prezentată la Salonul internaţional de la Viena, a fost distinsă cu Medalia de argint.

Cu ajutorul acestei instalaţii, operatorul care o deserveşte deplasează un comutator electric de pe un palpator pe un altul superior şi citeşte astfel, pe o scară gradată, volumul apei scurs în cisternă. Instalaţia se prezintă ca o construcţie simplă care nu necesită practic nici o întreţinere.

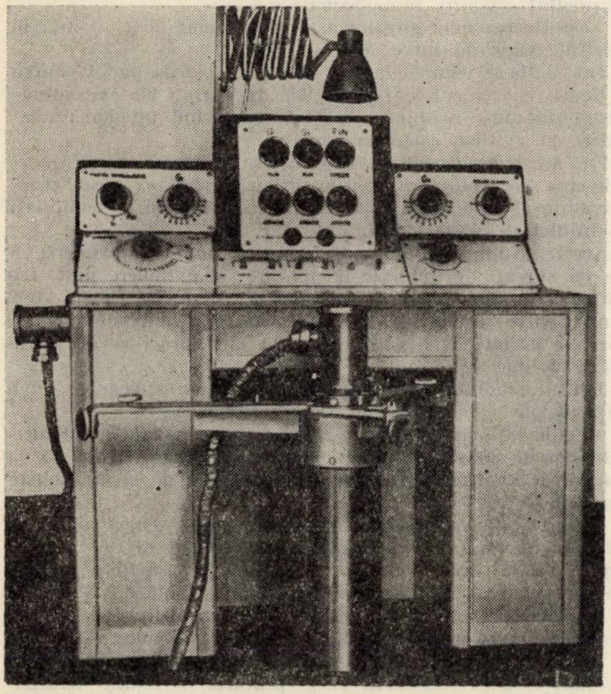


Fig. 1. Instalaţia de calibrare a cisternelor de cale ferată: sesizorul electric al nivelelor apei (în prim plan) şi pupitrul de semnalizare, comandă şi acţionare pentru calibrarea semiautomată a cisternelor.

Etaloanele de volum neavînd piese în mişcare, iar dacă sînt executate din oţel inoxidabil nu se decalibrează.

Noua metoda şi instalaţie de litrare a cisternelor construită în cadrul Uzinei de vagoane din Drobeta-Turnu Severin prezintă următoarele avantaje:

— semnalele realizării nivelelor apei în cisterne, în special la litrarea centimetrică, sînt precedate de alte semnale de prevenire, asigurînd precizia citirii ,,din mers'' a volumului de apă scurs din vasul talon;

— sesizorul electric de care dispune instalaţia face oficial unei rigle de măsurare a nivelelor apei în cisternă pe tot parcursul operaţiei de litrare, în raport cu planul de referinţă stabilit prin normele internaţionale. El se adaptează uşor diferitelor înălţimi ale domului şi indică pe o scară gradată — în afara domului — înălţimea de dom pentru care este reglat; este sustras de la acţiunea valurilor ce iau naştere în cisternă;

— cu puţin înaintea realizării fiecărui nivel la care se face itrarea centimetrică a cisternei, debitul descărcării vasului etalon se reduce temporar, automat, de la valoarea maximă la o valoare mai mică, mărind astfel precizia operaţiei de litrare ,,din mers'';

— în momentul emiterii semnalului realizării fiecărui nivel centimetric în interiorul cisternei, meniscul apei din tubul de nivel al vasului etalon este imobilizat temporar, automat, în vederea unei citiri precise a volumului de apă scurs din vasul etalon. În acest mod se restabileşte, automat, debitul maxim al descărcării etalon în cisternă, în vederea asigurării productivităţii maxime a instalaţiei.

Luînd ca exemplu indicii de lucru ai primei instalaţii de acest fel realizate în lume — şi aflată în funcţiune de trei ani în cadrul Uzinei de Utilaj chimic ,,Griviţa Roşie'' din Bucureşti — performanţele noii instalaţii ar fi (în unele cazuri chiar superioare) următoarele:

— precizia măsurătorilor de volum sub $1^0/_{00}$;

— precizia sesizării nivelului apei din cisternă $\pm$ 0,03 cm;

— productivitatea maximă a instalaţiei 12 cisterne/12 ore;

— mijloacele de măsurare lipsite de organe mobile;

— posibilitatea de control nemijlocit al etaloanelor de lucru;

— cheltuielile de exploatare — neglijabile.

La realizarea acestei instalaţii constructorii au respectat atît normele ASTM, cît şi normele internaţionale europene de metrologie legale, elaborate de Institutul de metrologie din ţara noastră.

Kedreş E.

Nitrurări în băi de săruri topite

În ultima vreme Uzina Mecanică din Cîmpina înregistrează economii tot mai importante în procesul de nitrurare a cămăşilor pentru pompele de extras ţiţei, ca şi a pieselor de schimb destinate unităţilor de pompare. Explicaţia acestor îmbucurătoare rezultate o constituie înlocuirea nitrurării gazoase cu noul procedeu de nitrurare în baie de săruri topite, procedeu care face ca cheltuielile de fabricaţie să fie de zece ori mai mici faţă de trecut. Pus la punct în laboratoarele Institutului de cercetări tehnologice pentru construcţia de maşini — ICTCM — din Bucureşti, acest nou procedeu, distins în toamna anului 1971 cu Medalia de aur la Salonul internaţional de invenţii de la Viena, permite nitrurarea pieselor la temperaturi joase, sub 600 °C, într-un amestec de săruri topite la o durată de menţinere care nu depăşeşte şase ore. Baia de săruri topite este formată din compuşi alcalini cu adausuri de activare. Se ştie că băile de săruri folosite în mod obişnuit la nitrurarea oţelurilor de construcţii, aliate sau nealiate, nu pot fi utilizate pentru nitrurarea oţelurilor aliate cu aluminiu, întrucît în timpul procesului de nitrurare la suprafaţa pieselor fabricate din aceste oţeluri iau naştere o depunere densă de culoare neagră şi un aspect de zgură care împiedică desfăşurarea normală a procesului de difuzie; după îndepărtarea zgurei, numai pe cale mecanică, piesele au un aspect specific de corodare, o duritate scăzută şi un strat de difuzie întrerupt, inegal ca grosime. Amestecul de săruri, special studiat şi pus la punct de specialiştii din cadrul ICTCM, asigură însă eliminarea tuturor acestor najunsuri. Prin aplicarea noului procedeu, stratul superficial al cămăşilor de pompare, fabricate din oţeluri aliate cu aluminiu, se îmbogăţeşte pe o adîncime de 0,20 mm — 0,22 mm în azot mai ales, şi într-o proporţie mai redusă şi în carbon, elemete care formează cu fierul, aluminiul şi cu cromul carbonitruri de nitruri complexe şi, prin dizolvare în reţea, soluţii de întrepătrundere. Acest strat, foarte rezistent la uzură, ce nu prezintă faze casante, are duritatea mai mare de 1 000 HV. După nitrurare, cămăşile de pompare prezintă deformaţii practic nule, din care cauză rectificarea la interior nu mai este necesară, ceea ce face să se treacă direct la superfinisarea prin honuire.

Din punct de vedere tehnologic, însuşirea aplicării acestui nou procedeu nu a ridicat nici un fel de dificultăţi, cuptoarele — băi de săruri existente în secţiile de tratament dovedindu-se corespunzătoare. Uzina Mecanică din Cîmpina a putut simplifica mult şi tehnologia clasică de fabricare a cămăşilor de pompare, eliminînd o serie de stunjiri şi rectificări intermediare, scurtînd astfel ciclul de fabricaţie.

Faptul că acest nou procedeu de nitrurare imprimă cămăşilor de pompă o durabilitate sporită (de 2,5—3 ori mai mare faţă de cea pe care o au cele nitrurate în gaz), că se asigură fabricatelor o omogenitate perfectă, că operaţia de nitrurare se realizează într-un timp record (de numai şase ore faţă de cele 144 ore necesare în cazul nitrurării clasice în gaz) a trezit un viu interes nu numai în unităţile industriale producătoare şi în exploatările petroliere din ţara noastră, dar şi în rîndurile a numeroşi specialişti şi industriaşi străini care şi-au exprimat intenţia de a achiziţiona licenţa procedeului.

K. E.

Instalaţie şi tehnologie pentru călirea superficială prin încălzire cu curenţi de inducţie a inelelor mari de rulmenţi

Recent au fost asimilate la ICTCM instalaţia şi tehnologia pentru călirea superficială prin încălzire cu curenţi de inducţie a inelelor şi coroanelor de dimensiuni mari, destinate dispozitivelor mari de sprijin şi rotire, pentru sarcini grele.

Inelul rulmentului cu bile sau role, de dimensiuni mari (Ø 1 000—2 000 mm), este supus în exploatare unor solicitări complexe. Cercetarea comportării în exploatare a rulmenţilor, precum şi a cauzelor ieşirii premature din funcţiune a acestora, ca urmare a distrugerii suprafeţelor de contact, a scos în evidenţă lipsa unei rezistenţe la uzură şi oboseală de contact satisfăcătoare.

Executarea unui tratament termic prin metode convenţionale, care să confere elemetelor de rulmenţi proprietăţi corespunzătoare, este dificilă şi conduce la deformaţii radiale şi axiale mari, datorită raportului mare dintre diametrul şi secţiunea acestora: pierderile valorice prin rebuturi sînt foarte mari.

Îmbunătăţirea rezistenţei la uzură şi oboseală s-a realizat cu o durificare superficială a căilor de rulare prin încălzire cu curenţi de inducţie.

Această operaţie elimină inconvenientele călirii în miez şi conferă materialului rezistenţa la uzură ridicată, menţinînd o bună tenacitate în secţiunea piesei.

În acest scop se foloseşte o instalaţie avînd următoarele caracteristici:

— frecvenţa 8 000 Hz;
— putere nominală 100 kW;
— viteza de călire 3—6 mm/s;
— diametrul maxim al inelului — 1300 mm (cu adaptări, pînă la Ø 2 000 mm);
— grosime strat călit 2—5 mm.

Instalaţia permite: — folosirea, cu recirculare a diverselor medii de călire, funcţie de regimul de răcire;
— reglarea în limite largi a turaţiei, funcţie de dimensiunile inelelor ce urmează a fi călite;
— prinderea în poziţie verticală pe planşaibă, care înlesneşte urmărirea vizuală a călirii;
— autodetensionarea stratului superficial călit prin intermediul căldurii înmagazinate;
— obţinerea unei grosimi a stratului călit de 2—5 mm la durităţi cuprinse între 52—56 HRc.

Instalaţia şi tehnologia de călire s-au pus la punct pentru aplicaţii la elementele rulmenţilor de sprijin ale excavatoarelor hidraulice asimilate în ţară, rezolvînd problema execuţiei şi evitînd astfel importul.

De asemenea creşterea rezistenţei, la uzură ridică durabilitatea în exploatare a rulmenţilor, avînd ca efect creşterea duratei de lucru efectiv al excavatorului şi reducerea volumului de piese de schimb.

Aceste avantaje recomandă procedeul de călire superficiale cu curenţi de inducţie la aplicare şi extindere industrială pentru toate inelele de rulmenţi de diametre 1 000—2000 mm, pentru sarcini grele, precum şi la tipurile de inele şi coroane ce nu pot fi durificate prin alte procedee de tratament termic.

Dintre produsele mai importante la care aplicarea călirii superficiale se va extinde se menţionează;

— rulmenţii de sprijin de la macaralele navale sau macaralele doc de 800 tf, rulmenţii maşinii de încărcat saci, de la vagoanele de tramvai, rulmenţii de sprijin de la automacaraua de 5 tone ş. a.

ICTCM este în măsură să pună la punct tehnologia şi să execute microproducţia la comandă, urmînd ca din trimestru II. 1973 această capacitate tehnologică să fie asigurată pe scară industrială la Uzina de Utilaj chimic din Ploieşti.

Introducerea călirii superficiale prin încălzire cu curenţi de inducţie la aceste produse, după o tehnologie proprie şi cu un utilaj românesc, şi extinderea aplicării la piese similare asigură realizarea unor produse de înaltă tehnicitate în ţară şi obţinerea unor importante efecte economice.

Ing. *Valer Pantea*

Invenţii—Inovaţii

Semănătoarea purtată SUP—48

În următoarele luni, uzinele craiovene „7 Noiembrie" vor înscrie pe lista produselor pe care le vor executa curent şi semănătoarea universală purtată SUP—48, maşină agricolă de concepţie românească şi înregistrată invenţie. Semănătoarea, proiectată în cadrul Institutului de proiectări şi cercetări pentru maşini agricole din Bucureşti, este destinată semănatului pe 48 de rînduri în terenurile şase sau cu pante pînă la 10°, al culturilor cerealiere păioase, cît şi al legumelor. Ea lucrează purtată pe tractoarele de categorie mijlocie, dotate cu priză de forţă, cu instalaţie hidraulică şi cu trei puncte de cuplare şi se caracterizează printr-o mare productivitate, zilnic putînd însămînţa 40 de hectare cu orice fel de seminţe ale culturilor de păioase, trifoliere, legume. Constructiv, această maşină este o construcţie mecanică executată din oţel, din material plastic şi cauciuc,

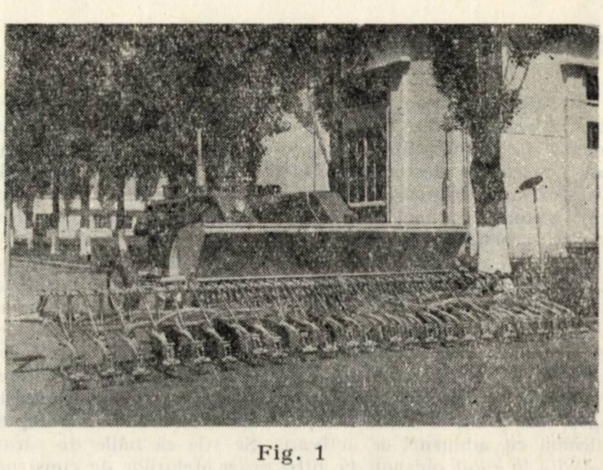


Fig. 1

formată dintr-un cadru ce constă dintr-o grindă portantă pe care sînt montate toate celelalte mecanisme: roţile de susţinere a maşinii în timpul lucrului (ele au rolul şi de transmitere, prin intermediul cutiei de viteze, a mişcării la distribuitoare), buncărul de seminţe, fundurile mobile, distribuitoarele, casetele, precum şi ventilatorul cu distribuitor de aer. Funcţional, semănătoarea universală purtată SUP—48 distribuie seminţele uniform prin nişte cilindri cu pinteni, prin care ajung la brăzdare cu ajutorul unui curent de aer provocat de un ventilator şi distribuit uniform pe tot frontul de lucru. Distribuţia mecanică centralizată a seminţelor, precum şi transportarea lor pneumatică, conferă acestei semănători, pe lîngă o precizie la semănat de peste 95% şi o lăţime mare de lucru de 6 000 mm, şi posibilitatea plierii pentru uşoara ei transportare pe drumurile publice. Dintre datele tehnice mai importante proprii acestei maşini reţinem adîncimea de lucru de maximum 12 cm, cele 48 de brăzdare aşezate pe două rînduri, cu distanţa minimă între ele de 125 mm, cele 72 de trepte de reglare a debitului, viteza de lucru 7—9 km/oră, dimensiunile de gabarit în timpul lucrului 1560 mm lungime, 12400 mm lăţime şi 1300 mm înălţime, precum şi pe cele din timpul trasportului: 1560 mm lungime, 4250 mm lăţime şi 2600 mm înălţime.

Kedves, E.

Maşină automată de rectificat plan simultan

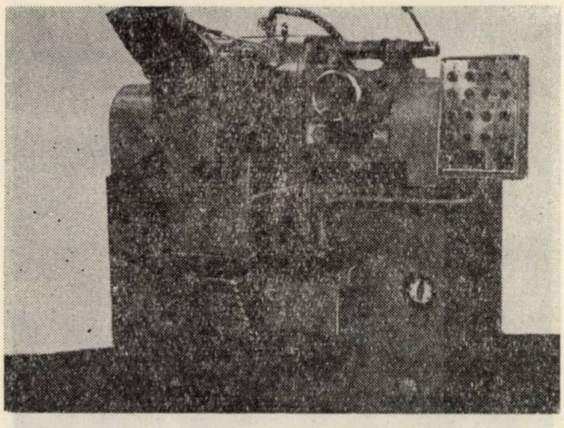


Fig. 1

La Uzina Rulmentul din Braşov, s-a realizat recent o maşină de rectificat plan simultan pentru feţele frontale ale rolelor cu capete conice, respectiv tronconice, la rulmenţi sau piese similare. Acest patent românesc întruneşte binemeritate aprecieri atît în rîndurile specialiştilor din ţară, cît şi ale celor de peste hotare. Maşina — brevetată invenţie — are alimentarea şi orientarea pieselor complet automate, asigurîndu-se aşezarea lor pe un disc de alimentare care le trece prin zona de rectificare între două discuri abrazive. Acest mod de alimentare şi de orientare, prin conducerea ghidată a pieselor pe tot parcursul de alimentare, garantează funcţionarea perfectă a maşinii şi, implicit, obţinerea unei productivităţi foarte ridicate.

Rectificarea progresivă a pieselor se obţine pe această maşină prin aşezarea reciprocă sub unghiuri corespunzătoare, în două planuri, a axelor pietrelor şi îndreptarea lor în mod corespunzător la începutul reglajului. Autoascuţirea discurilor abrazive pînă la uzarea lor completă este garantată, făcînd astfel inutilă corectarea lor. La acest tip de maşină, compensarea uzurii pietrelor se face automat.

Caracteristicile tehnice principale ale acestei maşini, construită şi experimentată timp îndelungat, sînt: dimensiunile maxime ale pieselor 50 mm lungime şi 5 mm diametru; dimensiunile pietrelor de rectificat Ø 300/127 × 60 mm; cursa de reglare a pietrelor 70 mm; puterea instalată 7,3 kW; productivitatea 9 000 la 12 000 buc./oră.

Avantajele pe care le conferă exploatarea acestei maşini pot fi enunţate astfel: productivitate sporită cu aproximativ 30% faţă de celelalte tipuri similare de maşini, siguranţă maximă în funcţionare, lucru în regim de autoascuţire a pietrelor, compensarea automată a uzurii pietrelor, deservire deosebit de simplă şi preţ de cost redus.

K. E.

* * *

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

Construcţiile mecanice — prezente cu noi performanţe la Tîrgul Internaţional de primăvară de la Leipzig, 1973

Metropola comercială a Republicii Democrate Germane, Leipzig, a devenit din nou, între 11 şi 18 martie a.c., un forum important al comerţului mondial.

La şedinţa festivă de inaugurare a tîrgului au participat reprezentanţi ai conducerii de partid şi de stat ai R.D. Germane, numeroase delegaţii oficiale, reprezentanţi ai vieţii economice şi comerciale internaţionale, oameni de ştiinţă şi tehnicieni din lumea întreagă care au fost salutaţi de vicepreşedintele consiliului de miniştri al R. D. G., tovarăşul Gerhard Weiss.

Caracterul internaţional al tîrgului a fost subliniat de faptul că foarte mulţi expozanţi au provenit din străinătate, şi aproximativ o treime a suprafeţei de expune a fost ocupată de firme străine. Pe o suprafaţă de 350 000 mp, 9250 de expozanţi din 61 de ţări şi-au prezentat produsele sub deviza: ,,Pentru comerţ mondial neîngrădit, pentru progres tehnic''.

Printre ramurile cu participare internaţională, cea mai mare pondere a avut-o aceea a construcţiilor de maşini grele şi instalaţii cu expozanţi din 21 de ţări, tehnica de automatizare, electronică şi electrotehnică, cu expozanţi din 22 ţări, industria agroalimentară şi cea de bunuri de larg consum, din 19 ţări.

Aceste complexe pe ramuri, instalate pe o suprafaţă de expunere de 100 000 mp, au oferit posibilitatea unei mai bune comparaţii a realizărilor pe plan internaţional, a unui schimb de informaţii tehnice valoroase şi a unei activităţi comerciale fructuoase.

Astfel, ramurilor maşini grele şi instalaţii metalurgice i-au fost rezervate 22 000 mp, ramura maşini-unelte a cuprins 15 000 mp, ramura tehnica automatizării, electronicii şi electrotehnicii a fost concentrată pe o suprafaţă de 34 000 mp.

La ediţia din primăvara aceasta au participat 14 ţări socialiste, cuprinzînd o suprafaţă de expunere de 287 000 mp.

Republica Democrată Germană, ca ţară gazdă, a fost reprezentată de 80 de întreprinderi de comerţ exterior prin 4200 expozanţi, pe o suprafaţă de 240 000 mp, prezentînd o multitudine de produse pentru export. Dintre numeroasele produse noi şi perfecţionate s-au remarcat: maşina automată de danturat PAUST, combina de recoltat sfeclă, cu şase rînduri, linia automată pentru producerea cutiilor de conserve, produse ale industriei bunurilor de larg consum şi altele.

Printre firmele care s-au remarcat în mod deosebit prin performanţele produselor prezentate menţionăm;

Combinatul de pompe şi compresoare cu diverse exponante dintre care s-au evidenţiat: *pompa centrifugă NG—1*; *KRGH—125/400/25*; pompa centrifugă verticală KDGA 400/25/3—40; pompa dozatoare monocilindrică PAN—64/36; compresorul de joasă presiune 2HD3KD cu dublu piston şi alte diferite pompe şi compresoare.

Firma Takraf a prezentat dispozitive cu containere, şi alte instalaţii destinate porturilor, macarale portabile, diferite mijloace mecanizate şi automatizate pentru trasporturi uzinale, dispozitive pentru ridicarea şi depozitarea mineralelor, ca de exemplu macaraua portuară „ALBATROS" construită de VEB Kranbau — din Eberswalde (fig. 1).

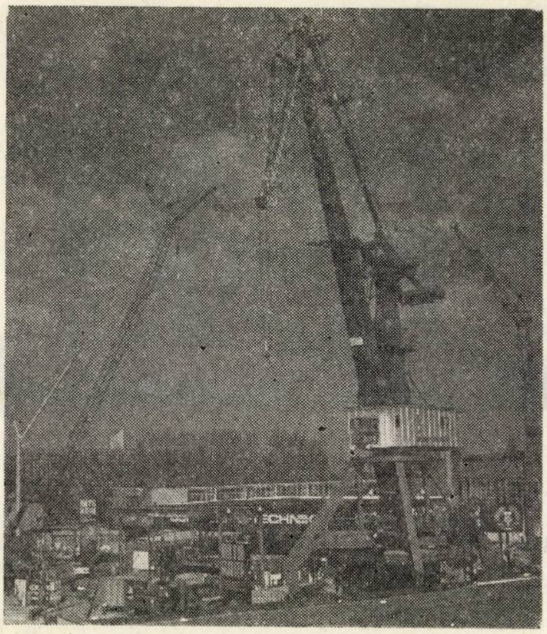


Fig. 1

TAKRAF, prin serviciile de specialitate, livrează instalaţiile montate la beneficiar şi le predă în stare de funcţionare.

Întreprinderea *VEB Kombinat Luft-und Kältetechnik* (ILKA) a prezentat unele noutăţi, ca de exemplu: un grup frigorific cu circulaţie forţată; un compresor frigorific, o instalaţie frigorifică pentru fabricarea berei; ventilatoare pentru hale industriale şi construcţii publice şi o instalaţie de evaporare la rece ANV 10—5, care serveşte la gazificarea argonului lichid şi a azotului lichid.

VEB Werkzeugmaschinenkombinat a prezentat maşini-unelte, linii de finisare pentru prelucrarea pieselor rotunde şi prismatice maşini şi instalaţii pentru prelucrarea tablei.

VEB Schwermaschinenbau din Magdeburg a prezentat o serie de motoare diesel pentru vapoare, ca de exemplu: VD 48/42 AL—2, cel mai mare motor din lume, care se remarcă printr-o forţă cilindrică mai mare decît a celui prezentat anterior, iar anul acesta va începe fabricarea lui în serie (fig. 2). În programul de export al combinatului intră şi o serie de motoare pentru nave de pescuit şi alte motoare de mare capacitate cilindrică. Generatorul agregat GVD 18/15 AL—1 SRW cu motor diesel de 365 kW, 496 CP, produs al uzinei ELBEWERK ROSSLAU, a fost propus pentru Medalia de Aur.

Combinatul ORSTA—HYDRAULIK, şi în acest an a prezentat o gamă de produse deosebit de interesante, printre care s-a remarcat motorul TGL—10 868 (fig. 3), diferite ventile hidrostatice Pn 32 MN/m^2 (cu două, şi cu trei unităţi de comandă), ventile de însumare şi cilindri activi hidraulici Pn 32MN/m^2, care au fost premiate în 1972 cu Medalia de Aur.

Alte firme ca: *„Centronik"*, *Büromaschinenwerk*, *Robotron*, au prezentat produse de performanţă tehnică, cum sînt: sistemul de prelucrare electrică a datelor, maşini de calculat de birou, instalaţii pentru supravegherea şi comanda unor coloane de distilare, instrumente periferice pentru sistemele electrice de calcul şi altele.

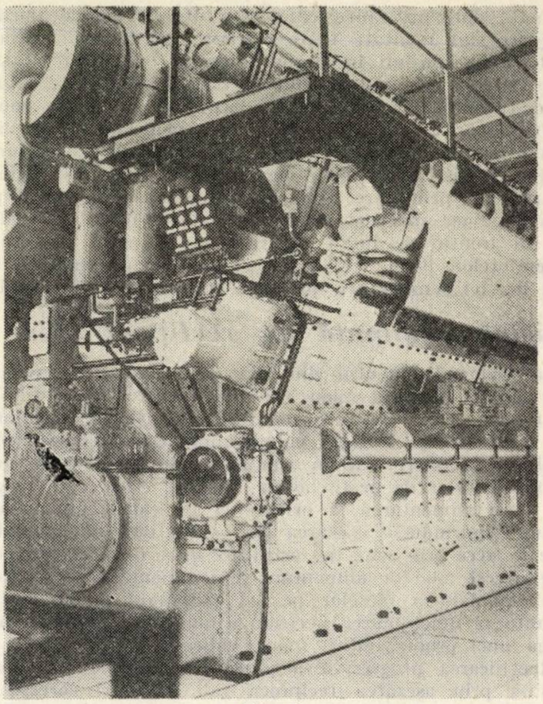


Fig. 2

Firma Carl Zeiss Jena a fost prezentă la acest tîrg cu ultimele noutăţi din domeniul aparaturii pentru analize şi măsuri fizico-optice, apreciate pe plan internaţional. Astfel au fost prezentate aparate din domeniul fotometriei, sisteme de luat vederi, camera fotografică universală UMK — 10/1318 şi camera stereo-fotogrametrică 5,5/0808, microscopul interferenţial cu lumină transmisă PERVAL, gama tipizată de lasere cu He—Ne, vizorul zenital automat de precizie PZL—100, care are o deosebită importanţă în metrologie, şi alte aparate realizate de firma Carl Zeiss Jena pentru industrie şi ştiinţă.

Republica Socialistă România, care a participat pentru a 41-a oară la acest tîrg, a prezentat exponatele sale pe o suprafaţă de 2250 mp.

Cele 29 de întreprinderi comerciale şi 45 de centrale industriale au ilustrat produsele ţării noastre demonstrînd progresul realizat de economia română în ultimii ani în principalele ramuri ale producţiei, cum sînt: construcţia de maşini, electrotehnica, metalurgia şi industria alimentară.

Au predominat maşinile-unelte, maşinile şi utilajele pentru construcţii, produsele electrotehnicii şi metalurgiei, precum şi instalaţiile de foraj.

Printre produsele prezentate de România s-au remarcat: maşini de frezat, maşini de şlefuit, precum şi aparate de măsură şi control.

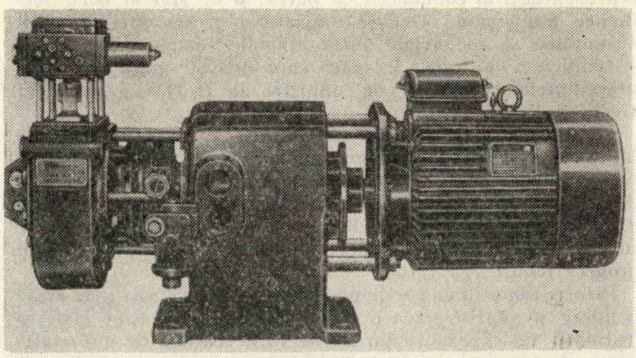


Fig. 3

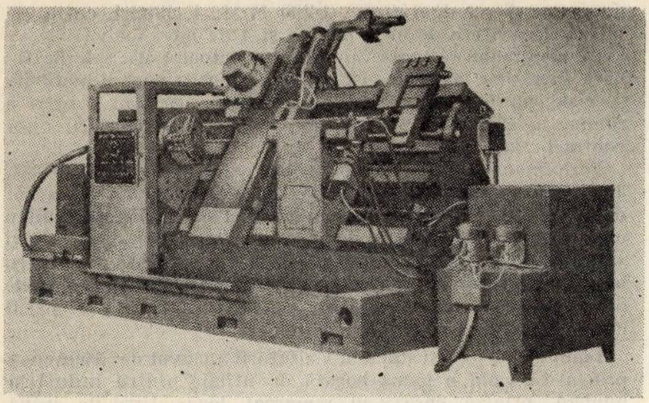


Fig. 4

Strungul monoax SARO 25 — produs de Uzina de strunguri din Tîrgovişte, strungul paralel SNA—710 şi strungul paralel SP—630 Nc cu comandă numerică — program (fig. 4), produse de Uzina de strunguri din Arad, au fost foarte apreciate de vizitatori.

U.M.E.B. a fost prezentă în cadrul standului ISCE Maşinimport cu o serie de produse de vîrf ale industriei electrotehnice româneşti, din rîndul cărora amintim: motoarele electrice seria AE şi AEM, convertizoarele de sudură. CS—3 şi CS—125 A, ca şi grupul mobil convertizor de sudură GST—350.

Pe suprafaţa neacoperită a expoziţiei au fost prezentate, printre altele, şi betoniera BL—2, produs al uzinei Steaua roşie din Bucureşti.

Standul întreprinderilor româneşti de specialitate — Metalimport — ,,ALUROM" pe lîngă o prezentare sugestivă a producţiei de metale feroase şi neferoase, material tubular etc., au expus machetele unor instalaţii din domeniul industriei metalurgice, înfăţişînd lucrări de tehnicitate complexe oferite de industria românească de construcţii de maşini.

Întreprinderea de comerţ exterior *Auto-Tractor* a prezentat autobasculanta DACT24—22 de 17 tone, cu motor diesel de 6 cilindri de 216 CP şi cu două punţi motoare în spate, produs nou al uzinei ,,Steagul roşu" din Braşov — , tractorul pe şenile S—1500 şi S—651, tractorul pe roţi U—651, U—550 şi UL—445 produse de uzina ,,Tractorul" — Braşov, care s-au bucurat de un mare succes.

Mecanoexport, a prezentat excavatoarele P — 401 şi P — 601, cu comandă hidraulică, cupa de 0,4 şi 0,6 m^3, cu adîncimea de excavare pînă la 4 000—6 000 mm, executate la uzina ,,Progresul" din Brăila.

Locomotiva diesel de mină de 45 CP, tip LDM—45, cu forţă de tracţiune de 1650, greutate 6,3 tone şi motor de tractor de 65 CP, ecartament de la 570—750, s-a bucurat de o deosebită atenţie din partea celor interesaţi, primind multe oferte de contractare.

Printre noutăţile prezentate de *IMAGREX*, încărcătorul frontal IF—1 prototip executat de ICPMUA, plugul pentru regenerat vii, combina autopropulsată Gloria C—12, dotată cu echipament de recoltat porumb şi floarea-soarelui, au fost foarte solicitate de firmele interesate din R.D.G., R.F.G., şi R.P.P. De asemenea, maşina de împrăştiat îngrăşăminte minerale prin centrifugare, prezentată în două variante — MIC—1 şi MIC—2—, semănătoarea universală SU—29 .şi SU—48 şi remorca basculantă pe trei părţi 3 RB 5A.

Industrialexport a prezentat: agregatul de prevenire a erupţiilor, prevenitoarea de erupţie, acţionată hidraulic, 71/16 × 1050 de 16 ,,3/4 × 350, SE 71/16 × 700, SE 6"× 350, cap de erupţie 135/8 × 11—700, diferite ventile şi scule de foraj, macheta instalaţiei de foraj F—320, produse ale uzinei ,,1 Mai" — Ploieşti şi Uzina mecanică—Cîmpina.

Trebuie menţionat şi cu această ocazie faptul că schimbul reciproc dintre R.D.G. şi R.S.R. s-a accentuat, şi că în anul 1973 este prevăzut un schimb reciproc considerabil de produse ale industriei de prelucrare a metalelor, fapt care are un rol important pentru dezvoltarea continuă a industriei.

Printre ţările socialiste, care au fost prezente la tîrg, se numără *Uniunea Sovietică*, una dintre cele mai importante participante, care şi-a prezentat exponatele (4 000 de exponate) pe o suprafaţă de 13 000 mp, cu participarea a peste 25 de întreprinderi de comerţ exterior.

Republica Populară Polonă a ocupat 6500 mp, pe care şi-au desfăşurat produsele 40 de întreprinderi de comerţ exterior.

Republica Socialistă Cehoslovacă, prezentă pentru a 50-a oară la acest tîrg, şi-a expus produsele sale prin 40 de întreprinderi de comerţ exterior.

Republica Populară Ungară a participat cu 35 de întreprinderi din 12 ramuri ale tehnicii şi 9 ramuri ale bunurilor de larg consum, pe o suprafaţă de 3400 mp.

Republica Populară Bulgaria a fost prezentă cu maşini-unelte şi instalaţii de transport.

Republica Socialistă Federativă Jugoslavia a prezentat produse ale industriei constructoare de maşini şi electrotehnicii.

Printre alţi participanţi la tîrg au mai fost prezenţi şi *Republica Populară Mongolă, Republica Democrată Vietnam, Republica Cuba* şi *Republica Populară Democrată Coreeană, care au participat* cu expoziţii colective.

Nu putem trece cu vederea că firme cu renume mondial ca KRUPP, SALZGITTER, OTTO WOLFF, GUTEHOFNUNGSHÜTTE, CREUSOT LOIRE, G. K. N. Japon, IRON & STEEL, VOEST, BOHLER, ATLAS—COPCO şi altele s-au prezentat la actuala ediţie a tîrgului de la Leipzig cu exponate care au ilustrat progresul tehnic realizat în construcţia de furnale, laminoare, utilaj energetic, linii tehnologice pentru industria alimentară, pentru fabricaţii de serie mare în diverse domenii industriale.

Au mai participat numeroase întreprinderi comerciale din Belgia, Finlanda, Franţa, Marea Britanie, Italia, R.F.G., Ţările de Jos, Austria, Suedia, Elveţia, SUA şi Japonia cu expoziţii colective.

Un bogat program de manifestări tehnico-ştiinţifice a oferit participanţilor la tîrg sugestii preţioase în domeniul producţiei.

Expozanţi din diferite ţări au prezentat conferinţe de specialitate legate de exponatele prezentate, metode de perfecţionare şi procedee noi.

Toate acestea aduc o contribuţie preţioasă la dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii prin schimburi de experienţă la nivelul internaţional, şi prin întărirea relaţiilor dintre ţările participante, dînd impulsuri noi comerţului şi progresului tehnico-ştiinţific.

Elena Ştefănescu

Prezenţa industriei constructoare de maşini din România la Tîrgul Internaţional de la Leipzig

Tîrgul Internaţional de primăvară de la Leipzig a constituit anul acesta, la cea de-a 807-a ediţie, o impresionantă manifestare a tehnicii mondiale contemporane.

În acest an România a participat pentru a 41-a oară la această importantă competiţie tehnică.

Prezenţa românească la această ediţie a tîrgului a fost cu 15% mai mare decît la ediţia precedentă.

Au fost expuse cu acest prilej, pe o suprafaţă de 2250 metri pătraţi, produse selecţionate ale industriei constructoare de maşini grele, de maşini-unelte, precum şi ale industriei electrotehnice şi electronice (fig. 1, 2, 3).

Pe o suprafaţă descoperită de pese 1 000 metri pătraţi au fost prezentate exponente ale industriei constructoare de maşini grele.

De la intrarea în stand, vizitatorii specialişti s-au oprit în faţa combinei autopropulsate GLORIA C—12.

Caracteriticile tehnice superioare ale acesteia, cu o lăţime de lucru de, 2 metri, înălţimea de tăiere 40. . .1080 mm, capacitatea buncărului 2500 l şi cu productivitatea de

6—8 t/h, au făcut ca numeroşi specialişti să aprecieze combina românească ca una din cele mai reuşite dintre cele expuse la actuala ediţie a tîrgului. Din gama bogată a maşinilor agricole expuse au mai reţinut o atenţie deosebită, maşina de împrăştiat centrifugal îngrăşăminte minerale, MIC—1, cu o productivitate de 4—6 ha/h, şi echipamentul de împrăştiat îngrăşăminte în vii EIV, cuplat la tractorul viticol V—550.

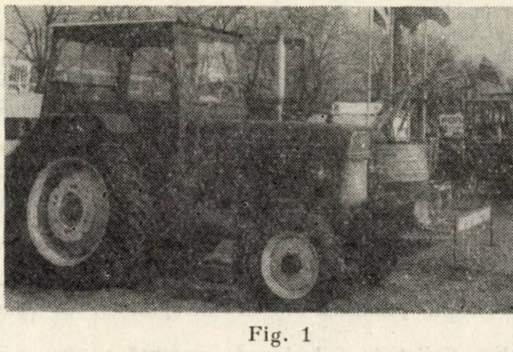


Fig. 1

O deosebită impresie a făcut-o încărcătorul frontal cu 7 dispoztive cu care a fost echipat tractorul U—445 cu două diferenţiale. Cele 7 dispozitive, şi anume: cupa pentru pietriş şi nisip. stivuitorul, cupa pentru gunoi de grajd, graifărul pentru buşteni, lama de planat, plugul pentru zăpadă şi braţul de macara, constituie tot atitea mijloace de mecanizare a muncii şi de ridicare a productivităţii, atît în agricultură şi silvicultură, cît şi în construcţie şi lucrări edilitare.

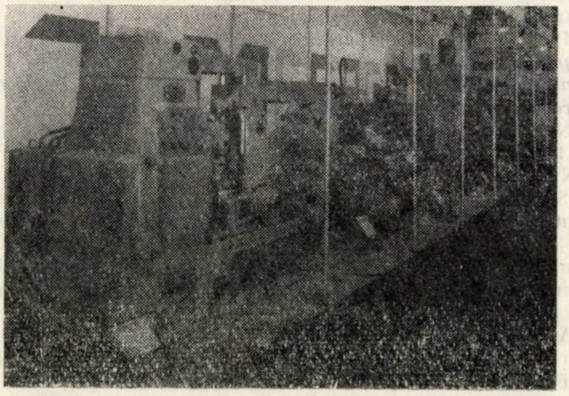


Fig. 2

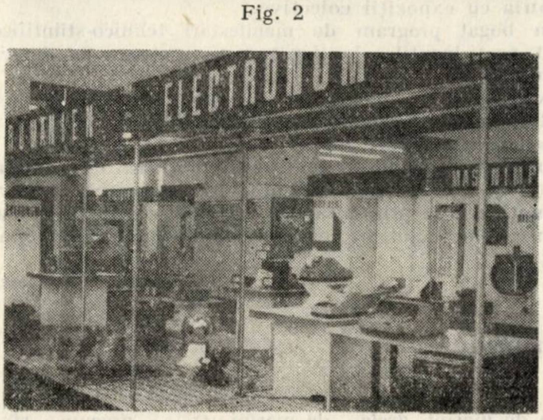


Fig. 3

Utilajele pentru construcţii au mai fost reprezentate şi prin cele două siluete masive ale excavatoarelor acţionate hidraulic P—401 şi P—601, precum şi prin ruloul compresor R—814 pentru compactarea solului prin tasare cu valţuri.

Au stîrnit o deosebită atracţie tractoarele grele echipate cu utilaje pentru lucrări speciale, tractorul S—651 LS, S—651 IF şi tractorul gigant S—1500, acesta din urmă avînd un motor diesel de 150 CP, 1 200 R/M, 4 cilindri, cutia de viteze cu 5 viteze de mers înainte şi 4 de mers înapoi.

De menţionat că toate tipurile de tractoare, atît cele destinate lucrărilor agricole, cît şi cele folosite pentru lucrările speciale, au fost solicitate de partenerii germani pentru a rămîne în R.D.G., pentru probe, în vederea încheierii unor contracte importante.

Performanţele spectaculoase ale autobasculantei DAC T 27—22, cu sarcina utilă de 17 tone, echipată cu un motor diesel de 216 CP, cu o cutie de viteză cu 12 viteze pentru mers înainte şi 2 pentru mers înapoi, au atras foarte mulţi vizitatori, care au manifestat un interes deosebit pentru această realizare a industriei constructoare de maşini grele din România. Şi acest exponat a fost reţinut de partenerul din R.D.G. pentru probe.

Înainte de a părăsi standul, vizitatorii au avut de asemenea prilejul să vadă o gamă bogată de utilaje pentru industria minieră, printre care s-au remarcat locomotiva de mină LDM—45 şi maşina de încărcat pneumatic, ambele în funcţiune demonstrată la cererea vizitatorilor, precum şi o serie de utilaje destinate exploatărilor petroliere: preventitoare de erupţie, scule, de foraj şi altele, prezentate într-un mod atractiv. De menţionat că şi utilajul petrolier a fost reţinut de partenerul din R. D. G. pentru a fi probat în producţie, în vederea contractării necesarului pe anii 1973—1975 al acestei ramuri industriale şi al numeroaselor instalaţii de foraj, la a căror naştere au contribuit, cu ani în urmă, constructorii de maşini de la 'Uzina „1 Mai" — Ploieşti.

Maşinile-unelte — made in România — au fost expuse într-un stand din halele de specialitate. Standul organizat într-o formă arhitectonică deosebită şi cu o gamă variată de exponate, cele mai multe fiind expuse pentru prima oară, a atras numeroşi vizitatori. Maşina de rectificat RU—350, maşina de frezat şi alezat AF—85 cu masă mărită, fabricate de FMUAB, strungul paralel SNA—710 al Uzinei de strunguri Arad, precum şi ultimele noutăţi în construcţia de maşini-unelte din România, realizate de Institutul de cercetări şi proiectări de maşini-unelte; strungul paralel cu comandă program SPC—630 NC, maşina de rectificat orizontal RPO—200, produs al Uzinei „Unirea" din Cluj, alături de alte maşini-unelte fabricate de uzina „Înfrăţirea" — Oradea, Uzina Mecanică — Cugir, Uzina Mecanică — Sibiu şi altele, au prezentat un deosebit interes atît pentru partenerii din R.D.G., cît şi pentru cei din alte ţări, iar Intreprinderea de comerţ exterior „Maşinexport" a înregistrat cereri interesante.

Succesul constructorilor de maşini-unelte la această importantă manifestare internaţională se evidenţiază prin Medalia de Aur obţinută de strungul carusel cu comandă numerică SC—1250 NC, care a funcţionat prin cuplare cu un calculator electronic, de fabricaţie poloneză, în cadrul standului cooperării tehnico-ştiinţifice a ţărilor socialiste.

Industria noastră electrotehnică şi electronică a fost de asemenea, bogat reprezentată de întreprinderile de comerţ exterior; Maşinimport şi Electronum, prin motoarele AE şi AEM ale Uzinei de maşini electrice-Bucureşti, motoarele monofazate, motoarele ASI de la „Electromotor" — Timişoara, micromotoarele fabricate de „Electrotehnica", aparatele de măsură şi control, lămpile cu vapori de mercur tuburile fluorescente, aparatură, cadre de centrale telefonice, dulapuri de comandă pentru maşini-unelte, dulapuri de automatizare pentru diferite procese industriale, transformatoare pentru automatizări, transformatoare de sudură, transformatoare de forţă etc.

Toate aceste produse ale uzinelor „Electroputere" din Craiova, Automatica, Electromagnetica, „Electrotehnica", „Electroaparataj", F.E.A., IPRS, Uzina de cinescoape, Romlux-Tîrgovişte, Steaua electrică-Fieni s-au bucurat de atenţia vizitatorilor.

Un deosebit interes a fost manifestat de specialişti faţă de calculatoarele electronice ale Fabricii de calculatoare-Bucureşti, calculatoarele electromecanice ale întreprinderii „Electromureş", aparatele de radio şi televizoarele Uzinei „Electronica" din Bucureşti.

Întreprinderile româneşti de comerţ exterior de specialitate au prezentat posibilităţile tehnice în continuă dezvoltare ale industriei constructoare de maşini grele, maşini-unelte, ale industriei metalurgice, energetice, electrotehnice şi electronice.

Fără îndoială că spaţiul standurilor româneşti, deşi mult mai mare decît în anii trecuţi, nu a putut cuprinde în întregime oferta acestor importante sectoare industriale din ţara noastră.

În luna martie a acestui an s-au împlinit 10 ani de la înfiinţarea Comisiei guvernamentale comune pentru cooperarea economică dintre România şi Republica Democrată Germană.

În acest timp, cifra de afaceri realizată în comerţul exterior între cele două părţi prin schimburi reciproce a crescut de 4 ori.

Prezenţa din acest an la Leipzig a delegaţiei guvernamentale române, condusă de tovarăşul Ioan Avram, ministrul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele, a iniţiat noi şi importante acţiuni de cooperare în producţie între industria constructoare de maşini din România şi cea din Republica Democrată Germană, acţiuni ce confirmă politica consecventă a ţării noastre de strînsă colaborare economică cu ţările socialiste.

Iosif Felea—MICMG

ILKA, prezintă la Tîrgul din Leipzig 1973

noi tipuri de aparate

Intreprinderea de Comerţ Exterior a R. D. Germane, *Technocommerz* Gmbh a avut prilejul ca şi la ediţia de primăvară 1973 a Tîrgului din Leipzig să ofere vizitatorilor şi specialiştilor cele mai noi produse ale Combinatului ILKA — din Dresda.

Cu această ocazie au fost prezentate instalaţii necesare diferitelor industrii şi aparatură destinată climatizării aerului, ca de exemplu : instalaţia pentru condiţionarea aerului. Important la această instalaţie este faptul că, din punct de vedere tehnic, filtrarea, răcirea, încălzirea şi transportul aerului sînt efectuate de un singur bloc în compartimentul de tratare a aerului.

Dulapuri climatice pentru examinarea influenţei condiţiilor atmosferice asupra materialelor, aparatelor şi sistemelor biologice pentru realizarea rapidă a încercărilor de protecţie climatică conform standardelor internaţionale uzuale (fig. 1).

Compresoare frigorifice din seria 60 — 4, care răspund la nivelul celor mai înalţi parametri ai tehnicii, cu aplicabilitate pentru toţi agenţii frigorifici, cu securitate în funcţionare. Este un sistem de unităţi fundamentale, 90 % din piesele componente ale diferitelor tipuri sînt identice, ceea ce permite interschimbabilitatea pieselor cu multă uşurinţă.

Aparatul pentru producerea gheţei la răcitoarele care se folosesc la restaurante, la cofetări şi cafenele, la institutele medico-legale, în general la răcitoarele care trebuie să producă gheaţă în cantitate mai mare. Este produs ca agregat de sine stătător, sau ca grupuri frigorifice încastrate în vitrine răcite cu aer.

Cu acest aparat gheaţa este produsă în condiţii higienice şi acurateţă deosebită.

O instalaţie frigorifică pentru producerea berei, capacitatea grupului frigorific fiind de 14000 kcal/h, ceea ce înseamnă, pentru o fabrică de bere, că poate asigura fabricarea a 110 000 hl de bere pe an.

Camera de încercări WTK-1250, în serviciul ştiinţei, folosită pentru rezolvarea unor probleme biologice şi chimice cu aplicaţie în domeniile biochimiei, agrochimiei, fiziologiei plantelor, cu următoarele caracteristici :— reproductibilitatea rezultatelor încercărilor şi manipulare rapidă realizată prin automatizare şi programare. De asemenea au mai prezentat *Refrigeratoare de grîu tip G-100*, folosite la depozitarea grînelor. Aceste refrigeratoare au capacitatea de a răci 100 tone de grîne — de la 25°C pînă la 10°C. Sînt recomandate

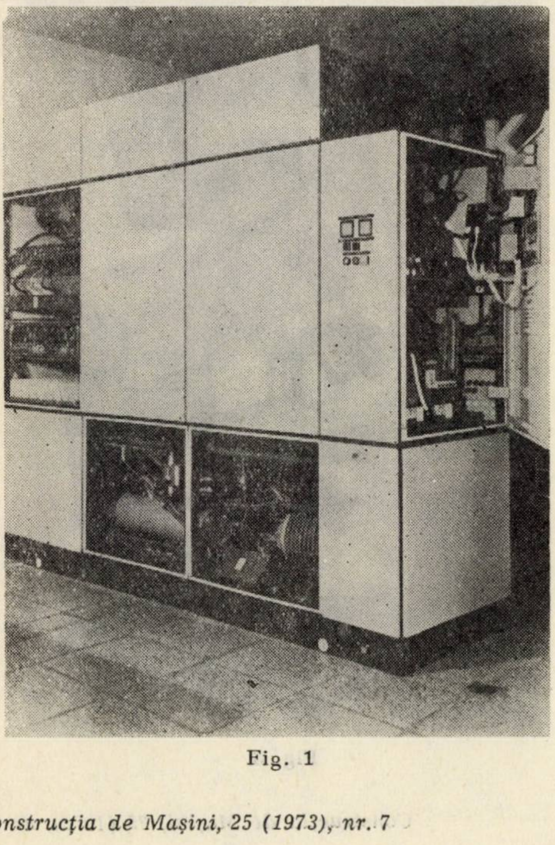


Fig. 1

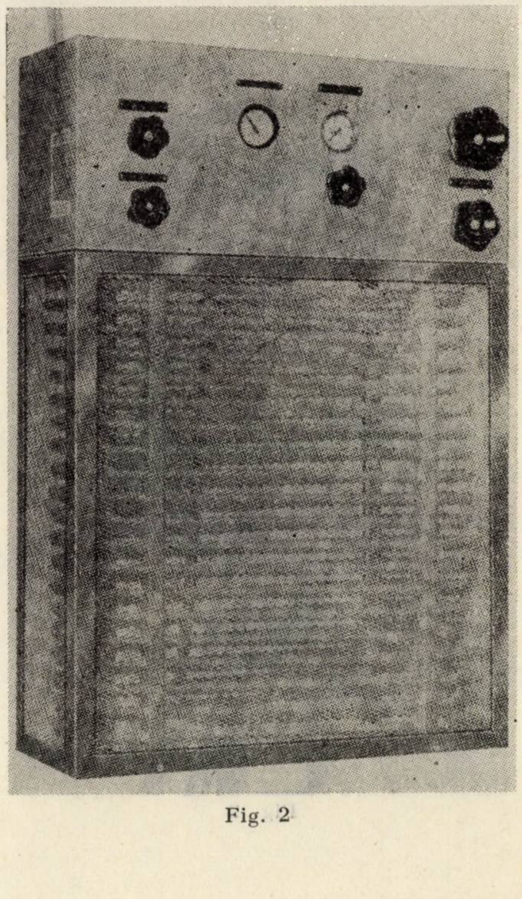


Fig. 2

pentru silozurile de furaje concentrate, depozitele de seminţe şi depozitele de malţ.

Refrigeratorul foloseşte ca agregat de răcire aerul şi are proprietatea de a se deplasa cu uşurinţă pe linii de cale ferată sau pe terenuri betonate. Este produs în trei variante, folosindu-se în scopul stocajului intermediar sau permanent al cerealelor, pentru menţinerea cantităţii de umiditate şi a temperaturii constante.

Dintre exponatele acestui combinat, instalaţia de evaporare la rece ANV 10—5 (fig. 2) s-a bucurat de o atenţie deosebită din partea specialiştilor. Acest aparat serveşte la gazificarea argonului lichid sau a azotului lichid. El se foloseşte totdeauna acolo unde gazul tehnic industrial este cerut ca gaz, şi se transportă sub formă lichidă. Aparatul se poate adapta la recipientele din seria ATZ şi NTZ.

Instalaţia de evaporare la rece ANV 10—5 permite, acordată la recipiente, aprovizionarea economică cu gaz protector (N$_2$Ar) şi cu gaz pentru sudare (Ar).

Capacitatea maximă de evaporare este 10 Nm^3/h, suprapresiunea de serviciu maximă admisibilă, 5,0 kgf/cm^2, iar greutatea aproximativă 35 kg.

Aparatul funcţionează fără energie ajutătoare. Este suficient să fie racordat la un recipient de stocaj.

E. Şt.

Noutăţi pentru ştiinţă şi industrie, prezentate de VEB Carl Zeiss Jena, la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1973

La Tîrgul de primăvară de la Leipzig, VEB Carl Zeiss Jena, cu întreprinderile afiliate, a participat cu 50 de noutăţi, printre care aparate perfecţionate, accesorii şi dispozitive ajutătoare.

Sectorul construcţiilor de aparate ştiinţifice al R.D.G., cu centrul său VEB Carl Zeiss Jena, are ca scop furnizarea aparatelor complexelor şi sistemelor de aparate precise şi raţionale pentru progresul ştiinţific şi tehnic, în cercetare şi producţie.

VEB Carl Zeiss Jena a expus o parte reprezentativă a programului său de producţie şi de export, produse care au excelat prin noutăţi.

O atenţie deosebită a fost acordată sistemelor de aparate care permit rezolvarea economică a problemelor complexe, prezentîndu-se aparate de măsură opto-fizice şi microscoape folosite în cercetare, în industrie şi agricultură, asigurîndu-se mari performanţe în :

— analiza spectrală de emisie
— fotometrie cu plasmă de absorbţie
— complexul de aparate SPEKOL
— spectrofotometru prin absorbţie
— refractometrie, fotometrie de polerizare şi interfermetrie
— analiza prin fluorescenţă de raze X
— complexul de aparate din gama MIKROVAL
— microscopie cu lumină reflectată
— microscopie de polarizare
— analiza structurii fine cu raze X

În egală măsură s-a impus rezolvarea problemelor pentru protecţia mediului. O altă înfăţişare a rezolvării problemelor complexe privesc laboratorul metalurgic. Cu sistemul de aparate E se prezintă aparate de producţie şi de control pentru realizarea de micromăşti, în procesul de fotolitografie, pentru

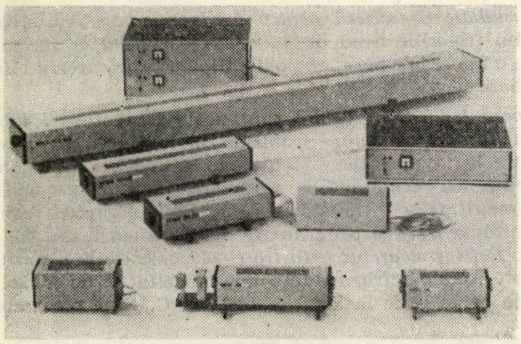


Fig. 1

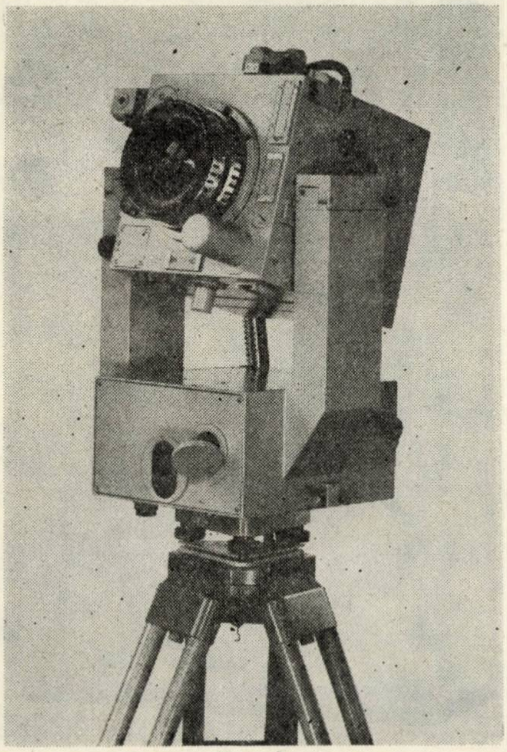


Fig. 2

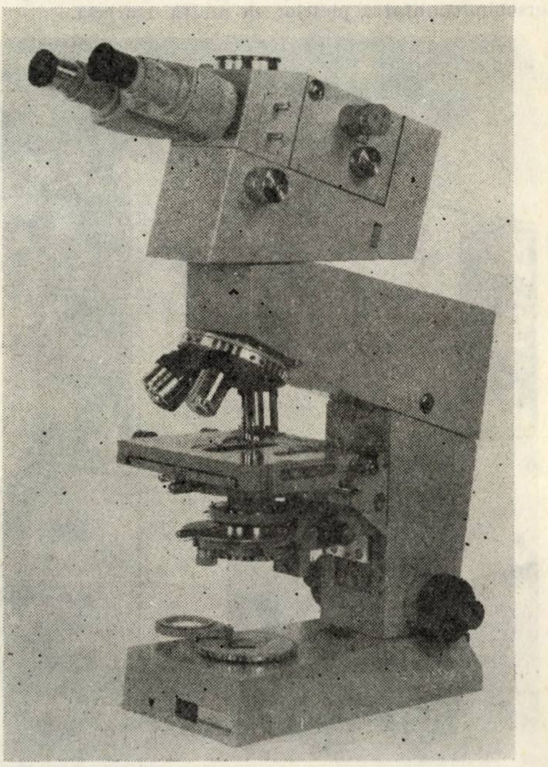


Fig. 3

circuitele integrate a semiconductoarelor şi a componenţilor discreţi.

Sistemul de aparate DOKUMATOR grupează toate aparatele pentru tehnica reproducerii microfilmelor.

În plus, programul expoziţiei a cuprins aparate de precizie pentru toate domeniile metrologiei, elemente funcţionale pentru maşinile-unelte cu comandă numerică, aparate fotogrametrice pentru filmare, aparate topografice, memorii pe bandă magnetică pentru ordinatoare, gama tipizată de lasere, aparate astronomice, obiective fotografice şi speciale şi aparate opto-tehnice (fig. 1, 2 şi 3).

Ca aparate complexe s-au remarcat, refractometrul automat pentru controlul proceselor industriale tip REMAT-10, fotometrul cu flamă tip *Flapho* 4, microscopul tip PERVAL interpfhako, camerele fotogrametrice universale tip UMK 10/13 18 şi camerele stereofotogrametrice tip SMK 5.5/0808, cunoscute în fotogrametria industrială.

Programul expoziţiei, prezentat de VEB Carl Zeiss Jena, a cuprins deopotrivă aparate de măsură ale firmei VEB Freiberger Prazisionsmechanik, aparate de metrologie ale firmei VEB Feinmepeugfabrik Suhl, aparate opto-tehnice şi microscoape ale firmei VEB Rathenower Optische Werke, aparate de măsură şi de divizare de precizie ale firmei VEB Feinmeβ Dresden, cum şi analizorul de raze X al firmei VEB Mansfel-Kombinat.

ing. *Pană L.*

Zilele economice cehoslovace

La începutul lunii aprilie, s-au desfăşurat la Bucureşti zilele economice cehoslovace. Sub patronajul Camerei de comerţ a Republicii Socialiste România, Camera de Comerţ a Republicii Socialiste Cehoslovace, în colaborare cu Agenţia economică de pe lîngă Ambasada Republicii Socialiste Cehoslovace la Bucureşti şi Agenţia de publicitate „Rapid" din Praga, s-a organizat un program de conferinţe tehnice, la care au participat numeroşi ingineri şi tehnicieni din diferite domenii de specialitate.

Deschiderea oficială a avut loc în ziua de 16 IV, cu care prilej preşedintele Camerei de Comerţ Exterior a R. S. Cehoslovace a vorbit despre importanţa acestor manifestări tehnico-ştiinţifice în relaţiile de colaborare dintre ţările noastre.

Ciclul de conferinţe a început cu tema : Economia naţională a R. S. Cehoslovace şi programul complex al integrării economice socialiste.

Au urmat apoi o serie de 28 de conferinţe deosebit de interesante, ilustrate de proiecţii de diapozitive şi însoţite de discuţii, dintre care au prezentat interes pentru specialiştii din domeniul construcţiilor de maşini următoarele :

— *„Aparataje de măsură electronice METRA 73"*, în care au fost prezentate avantajele şi posibilităţile de folosire a aparatelor produse de uzina Metra din Blansko. (Conf. *Miloslav Fiala*).

— *Aparate de înregistrare METRA-BLANSKO"*, unde s-a vorbit despre caracteristicile şi parametrii aparatelor de înregistrare, de distribuţie, portabile şi cu acţiune directă, destinate pentru măsurarea mărimilor electrice şi a celor fizice ca : temperatura, turaţiile, suprafeţele etc. (Conf. *Josef Kucera*).

— *Staţii de reducere cu gaze"*, din care specialiştii au primit informaţii privind noile tipuri de regulatoare, robinete rapide de siguranţă, filtre şi staţii de reglare, fabricate de uzina „Severocéská".

— *„Pompe pentru uzinele electrice"*, în care au fost prezentate diferite pompe ca : pompe de alimentare, pompe de recirculare de înaltă presiune, pompe pentru hidrocentrale, pompe de condensare, răcire etc. (Conf. *Vojtech Karasek*).

— *„Comanda numerică în R.S.C."* în care s-a vorbit despre sistemele NC şi maşinile-unelte cu comandă numerică, cu orientare către maşinile mijlocii, Conferinţa a fost bogat ilustrată cu proiecţii de diapozitive. (Conf. *Jaromir Zeleny*).

— *„Maşinile de rectificat rotund cu alimentare oblică, tip BHS şi maşinile de rectificat multiax, seria BE"*, a fost, de asemenea, o expunere interesantă în care au fost prezentate proprietăţile caracteristice ale maşinilor pentru fabricaţia în serie, parametrii maşinilor, utilizarea instrumentelor de măsură şi a maşinilor multiax seria BE. De asemenea, s-a arătat posibilitatea unui control activ şi s-au dat exemple de reglaj ale unor modificări speciale. (Conf. *Jaroslav Klapalek*).

— *„Maşini-unelte grele SKODA"* este conferinţa în care au fost date informaţii cu privire la programul de fabricaţie al uzinelor SKODA şi, de asemenea, caracteristicile de bază ale fiecărui tip de maşini, utilizarea lor, posibilităţile de automatizare în sectorul maşinilor-unelte şi în zestrarea cu indicaţii numerice şi comandă NC. (Conf. *Miroslav Cech*).

— *„Noi strunguri verticale CKDBLANSCO"*. Aici au fost prezentate noile strunguri carusel cu suport din piese unificate produse de uzina CKD BLANSCO specializată în piese cu diametre maxime între 2500 şi 14 000 mm şi greutate pînă la 300 tone, iar maşinile pot fi dotate cu comandă numerică în ciclu general, oferind astfel posibilitatea strunjirii pieselor în formatele cele mai complexe. (Conf. *J. Hoz*).

Ciclul de conferinţe s-a încheiat în ziua de 29 IV. Din discuţiile care au urmat fiecărei conferinţe s-a evidenţiat interesul specialiştilor ambelor părţi pentru problemele abordate.

E. S.

Masă rotundă

Transferul tehnologiilor în prelucrarea materialelor

În cadrul celei de-a XXV-a sesiuni ştiinţifice a Institutului politehnic-Bucureşti, desfăşurată în perioada 21 — 23 decembrie 1972, a avut loc în secţia de „Maşini-unelte, Tehnologia metalelor" o masă rotundă cu participarea specialiştilor din industrie a cercetătorilor din institute de cercetare şi a cadrelor didactice privind transferul tehnologiilor de prelucrare a materialelor.

Transferul tehnologic, proces complex ce se desfăşoară în spaţiul tehnologic, conduce la dezvoltarea tehnologiei atît din punct de vedere tehnic, cît şi în corelaţie cu studiile de marketing, influenţe sociale etc. Noţiunea de transfer tehnologic este imaginată în literatura de specialitate ca un vector caracterizat prin *cerinţe iniţiale, timp* şi *efort* pentru obţinerea unui anumit *efect.*

Tehnologiile de prelucrare a materialelor reprezintă valoric aproximativ 12 % din venitul naţional brut, astfel că eficienţa superioară, ca urmare a transferului cu numai 1 %, reprezintă economii de sute de milioane de lei. Aceste cifre marchează importanţa poblemei pusă în discuţie.

În legătură cu transferul tehnologic se pot formula următoarele întrebări :

1. Care sînt priorităţile de transfer?
2. Care sînt domeniile de prelucrare a materialelor în care se pot obţine cu şanse maxime străpungerile tehnologice?
3. Care este mărimea şi cum trebuie distribuit efortul material pentru realizarea transferului tehnologiilor de prelucrare a materialelor?
4. Cum se poate valorifica cu maximă eficienţă cercetările efectuate?

1. În planul de stat al cercetării ştiinţifice sînt prevăzute 25 de domenii prioritare dintre care economia de metal şi comanda numerică a maşinilor-unelte sînt cele mai apropiate de scopurile transferului tehnologic de prelucrare a materialelor. Formularea însă largă a acestor domenii diminuează eficacitatea definirii lor astfel că în anii 1971—1975 numai 40 % din cercetări vor fi determinate de domeniile prioritare. Priotitatea de transfer tehnologie trebuie să aibă în vedere alături de utilitatea producţiei şi utilitatea

socială a domeniului. Stabilirea priorităţilor de transfer se poate realiza prin tehnica scenariilor şi calcule analitice.

2. Determinarea domeniilor de străpungere tehnologică trebuie să aibe la bază *studii de prognoză*, de *descoperire a tehnologiilor îmbătrînite* şi de *dezvoltare a domeniilor cu efecte în alte domenii* — de exemplu electronica în prelucrarea materialelor. Tendinţa actuală pe plan mondial este prelucrarea materialelor în stare lichidă sau gazoasă procese cu un caracter continuu şi care ca atare pot fi automatizate şi conduse prin calculatoare de proces.

3. Finanţarea cercetărilor privind transferul tehnologia este asigurată din ce în ce mai mult de industrie — peste 80% — părînd însă o serie de probleme tehnico-organizatorice ce trebuie elucidate. De exemplu :

3.1. Corelarea într-o viziune de ansamblu a bazei de materiale a cercetării ştiinţifice : a) în unităţi mari ; b) în unităţi mici puternice specializate pe domenii.

3.2. Dezvoltarea activităţii de prototipuri în : a) ateliere cu grad de integrare redus dependente de unităţile de cercetare subordonate centralelor ; b) ateliere în unităţi de cercetare departamentale ; c) întreprinderi specializate ; d) ateliere din învăţămîntul superior.

3.3. Aprovizionarea cu materiale necesare transferului tehnologic caracterizată prin necesar de cantităţi mici şi diversificat sortimental să se facă ; a) descentralizat ; b) centralizat prin întreprinderi specializate pentru cercetare ştiinţifică.

4. Valorificarea la maximum şi în timp spontan a cercetării ştiinţifice constituie o problemă acută a transferului tehnologic. Între 1966—1970 s-au rezolvat peste 2 000 teme de cercetare şi pentru fiecare leu investit s-a obţinut 6 lei acumulări băneşti. Din temele de cercetare abordate aproximativ 16% au rămas neaplicate. Cauzele necalorificării s-au datorat planificării (36,2%) concepţiei soluţionării (16,5%), bazei materiale necorespunzătoare în cercetare (17,3%), lipsei de eficienţă (30%).

Finalizarea cercetărilor tehnologice presupune uzina avînd o *structură adaptabilă* iar cercetarea *finalizată* prin realizarea de *model experimental, calcul de eficienţă economică* şi *elucidarea tuturor problemelor teoretice* ale noii metode tehnologice.

Eficienţa cercetărilor de transfer tehnologic mai este legată de :

4.1. Micşorarea decalajului cercetare-aplicare.

4.2. Axarea cercetărilor pe *necesităţi reale* ale industriei.

4.3. Creşterea numărului de personal calificat prin : a) pregătirea de specialitate teoretică şi practică în învăţămînt ; b) stimularea pregătirii individuale.

4.4. Contracte de cercetare cu *obligaţii* şi *avantaje* reciproce în valorificarea rezultatelor cercetării.

4.5. Rezolvarea cererilor de brevet : a) cu *examinarea ulterioară* a noutăţii şi cu termen de valabilitate scurt ; b) cu *examinare prealabilă* (sistemul actual) care poate duce la învechirea brevetului înainte de legalizare ; c) un sistem mixt în funcţie de natura invenţiei.

4.6. Informarea *faptică* în special prin specializări interne şi schimburi de experienţă tematice.

Pe marginea acestor probleme s-au purtat discţii deosebit de interesante cu referire la tehnologiile de extrudare la rece, la ambutisarea cilindrilor de frînă, la proiectarea şi construcţia sculelor. Participanţii la masa rotundă şi-au exprimat opinii privind necesitatea *creării de colective mici specializate pe proéleme* şi mai puţin dependente de transformările administrative, necesitatea elaborării unor ,,*inventare a problemelor de cercetare rezolvate*, a *tehnologiilor de fabricaţie* existente în R.S.România şi a *pieselor faricate* în mod curent de industriile prelucrătoare de material.

S-a constatat lipsa unor lucrări de sinteză privind estimarea rezultaelor cercetării în domeniul transferului de tehnologie. De asemenea, trebuie îmbunătăţit cadrul organizatoric şi tehnic prin colaborări şi crearea de colective multidisciplinare în vederea intensificării ritmului de dezvoltare a tehnologiei.

Participanţii la discuţii ai reliefat utilitatea schimbului de opinii iniţiat de Institutul politehnic-Bucureşti şi au remarcat necesitatea discutării periodice a problemelor transferului tehnologic în prelucrarea materialelor.

Conf. dr. ing. *D. Drimer*

◆

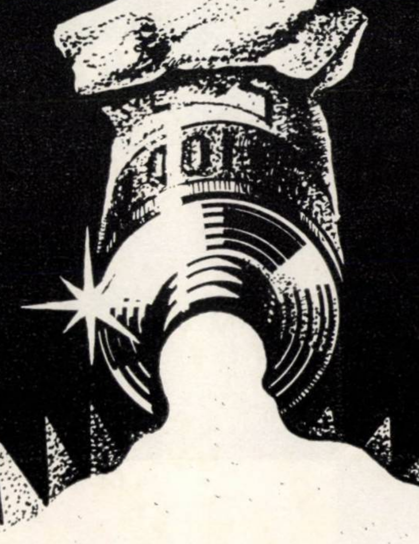
ORMIG

Multiplicarea documentaţiei tehnice

Copiatul este scump, reprezintă o pierdere de timp şi este o sursă permanentă de erori. ORMIG înlătură erorile de copiere şi procură copii pentru controlul exact al producţiei. Lucrul, materialul şi maşinile sînt reglate optim cu ajutorul acestui sistem de copiat. Timpii morţi şi rebuturile sînt cu totul înlăturate. Nenumărate fabrici din peste 50 de ţări realizează prin sistemul ORMIG avantaje organizatorice importante. Folosiţi şi dv. aceste avantaje în întreprinderi, şi cereţi caietul nostru de informaţii, pe care vi-l punem la dispoziţie în mod gratuit.

ORMIG Organisationsmittel GmbH 497 Bad Oeynhausen BRD Brunhildestrasse 18

PUBLICOM



STANKOIMPORT

PASTE
CU DIAMANT DIN
U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul și șlefuirea suprafețelor metalelor și ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii și reduc rugozitatea suprafețelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît și pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**
— solubile în solvenți organici — 0
— solubile în apă — B ;
în trei concentrații: 2, 5 și 10% și în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

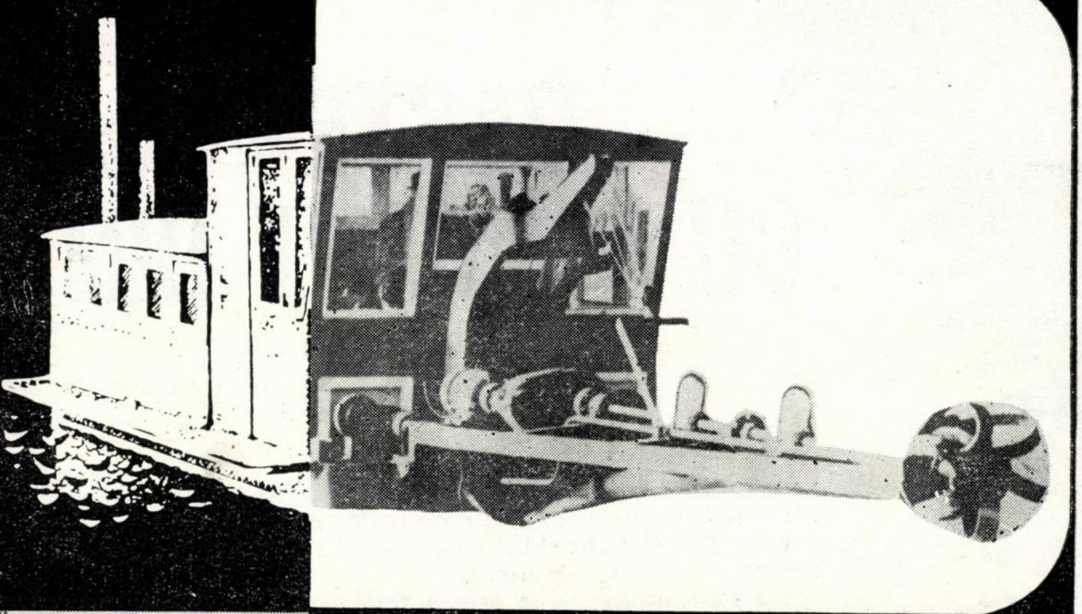
Pentru orice informații, adresați-vă la: V/O
„Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport
Moscova. Telex: 227; Telefon 244—21—32

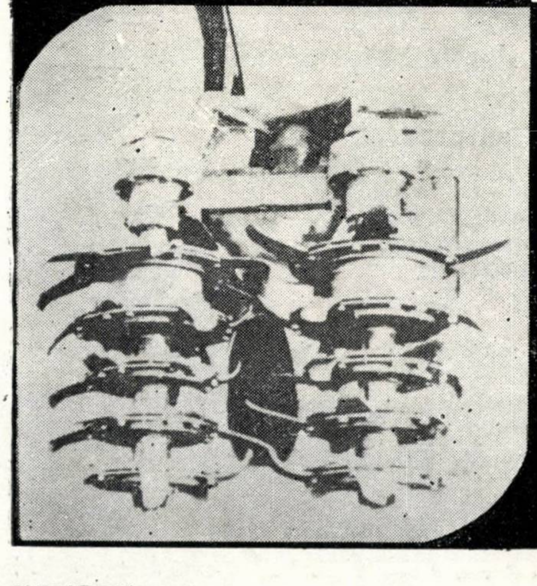
STANKOIMPORT

SUDOIMPORT

Maşina plutitoare universală UPM-2

Dimensiunile şi greutatea, precum şi mecanismele moderne de tratare a solului, conferă maşinii plutitoare calitatea de universală. Maşina UPN-2 este de neînlocuit pentru lucrările hidraulice, pe şantiere, în timpul dragării şi asanării terenurilor.



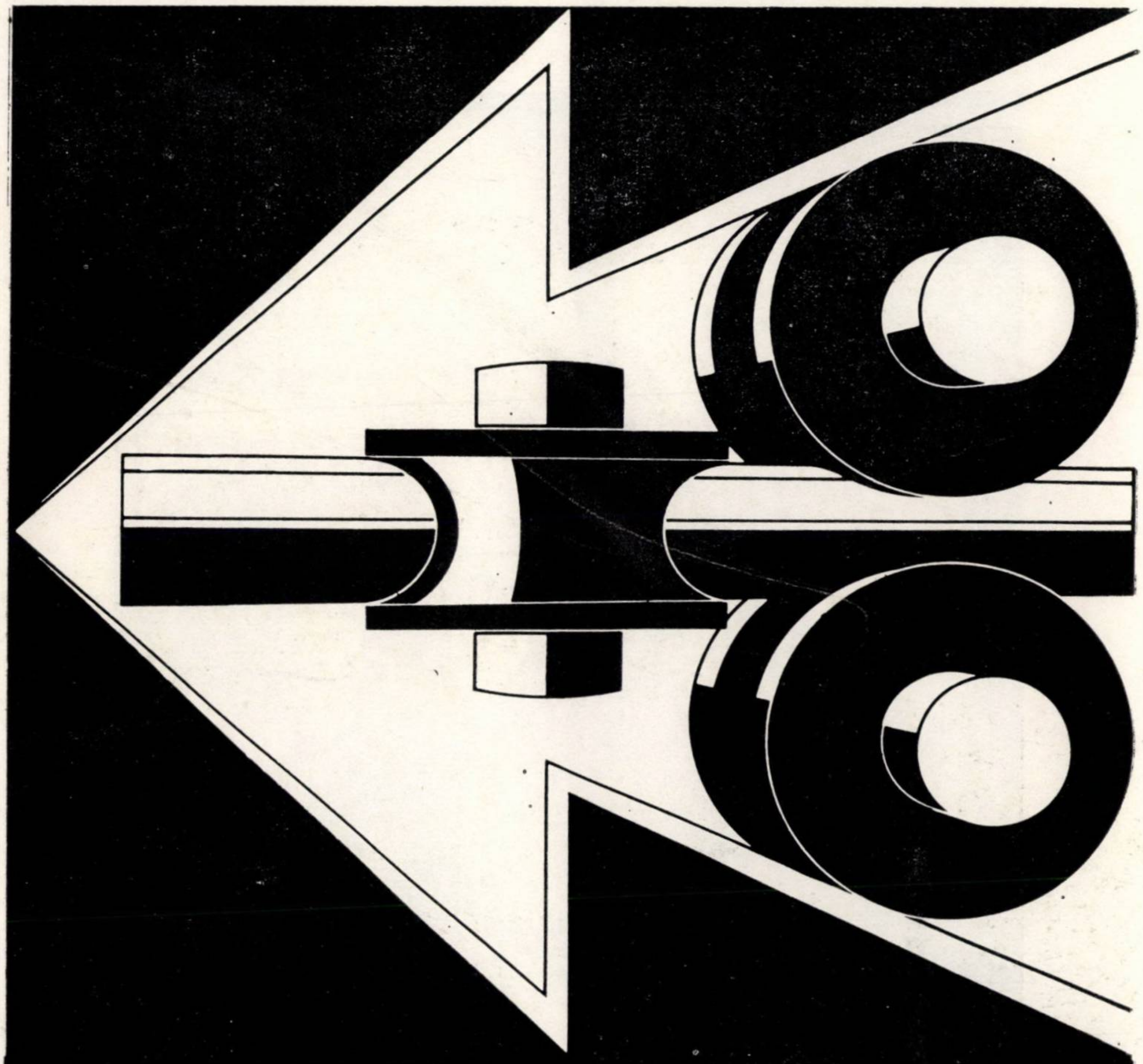


Adîncimea maximă de tratare a solului, m:

dispozitivul absorbitor...	3,5–6
dispozitivul de dezagregare cu rotor...	2,3
dispozitivul de dezagregare cu freză...	3,2
dispozitivul care extrage apa...	2,5
Puterea motorului Diesel, C.P. ...	55
Dimensiunile maşinii, m...	6,7×2,5× ×0,9
Lungimea tubului aspirator, m:	
plutitor...	53
de coastă...	28
Greutatea de transport a maşinii t...	5

EXPORTATOR:
V O SUDOIMPORT str. Kaliaevskaia, nr. 5 Moscova K—6
U.R.S.S. Telefon: 251-05-05 Telex: 587

PUBLICOM



V/O MACHINOEXPORT propune

Trenul de laminare continuu 30—102

pentru fabricarea masivă a țevilor fără sudură, pentru diferite destinații : construcții, întreprinderi chimice, petroliere, energetice și altele, avînd diametre de la 30 la 102 mm, grosimea pereților 2 — 6 mm, lungimea 6 — 12 m.

Această metodă de laminare asigură:

. . . cel mai mare randament în timpul fabricării țevilor cu pereți subțiri

. . . calitatea superioară a țevilor și mai cu seamă a suprafeței lor interioare, datorită repartiției judicioase a deformărilor între laminoarele Mannesmann și cele continue, cum și laminării pe o suprafață lungă și lustruită

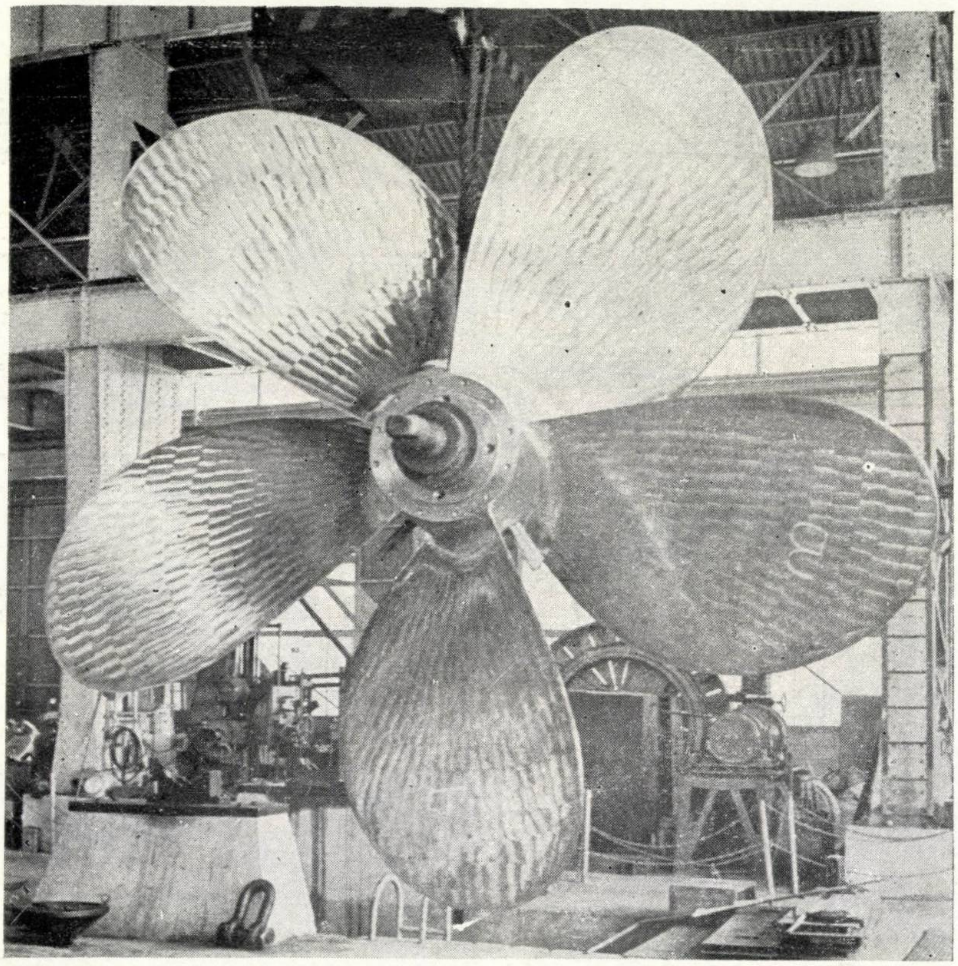
. . . economie maximă de metal datorită posibilității de a obține țevi foarte lungi, înainte de reducere

. . . simplitatea procedeului tehnologic și posibilitatea de automatizare completă

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V-330

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

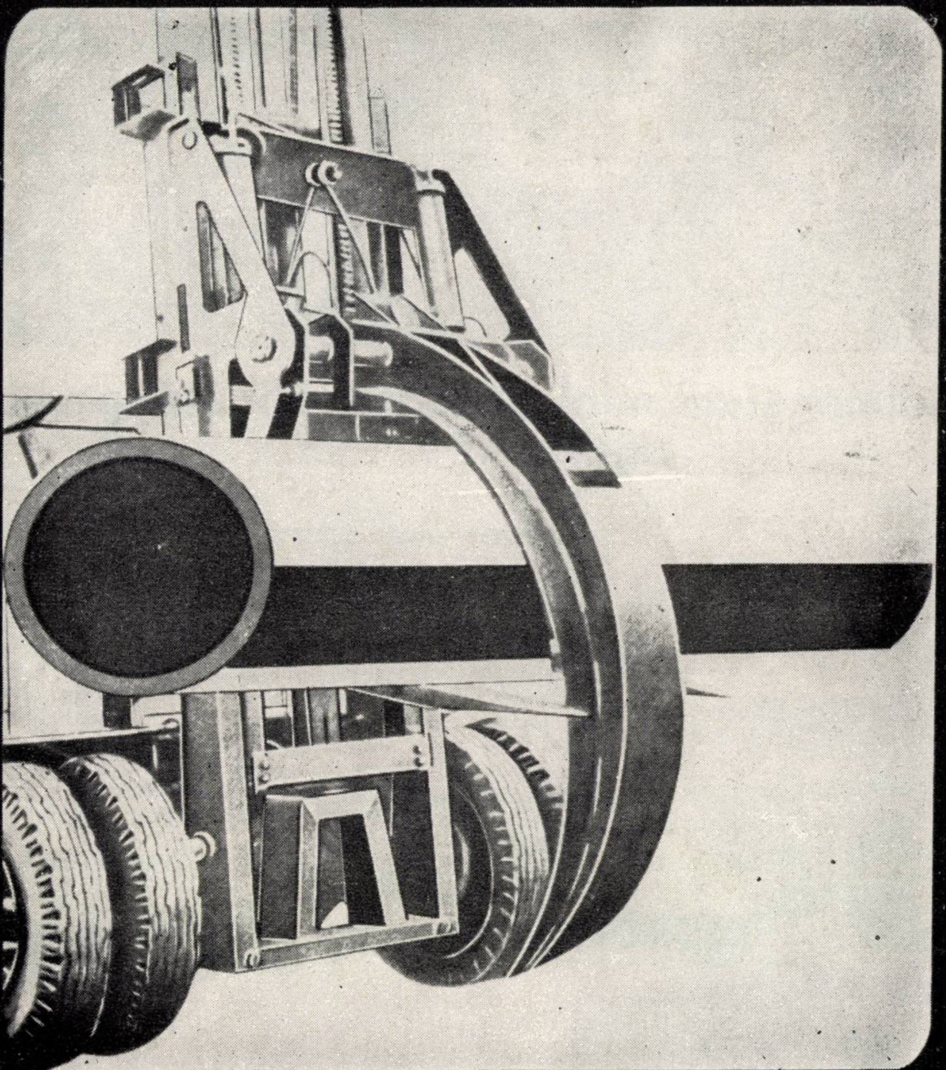
Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon: 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

Căruciorul automotor 4045 LM

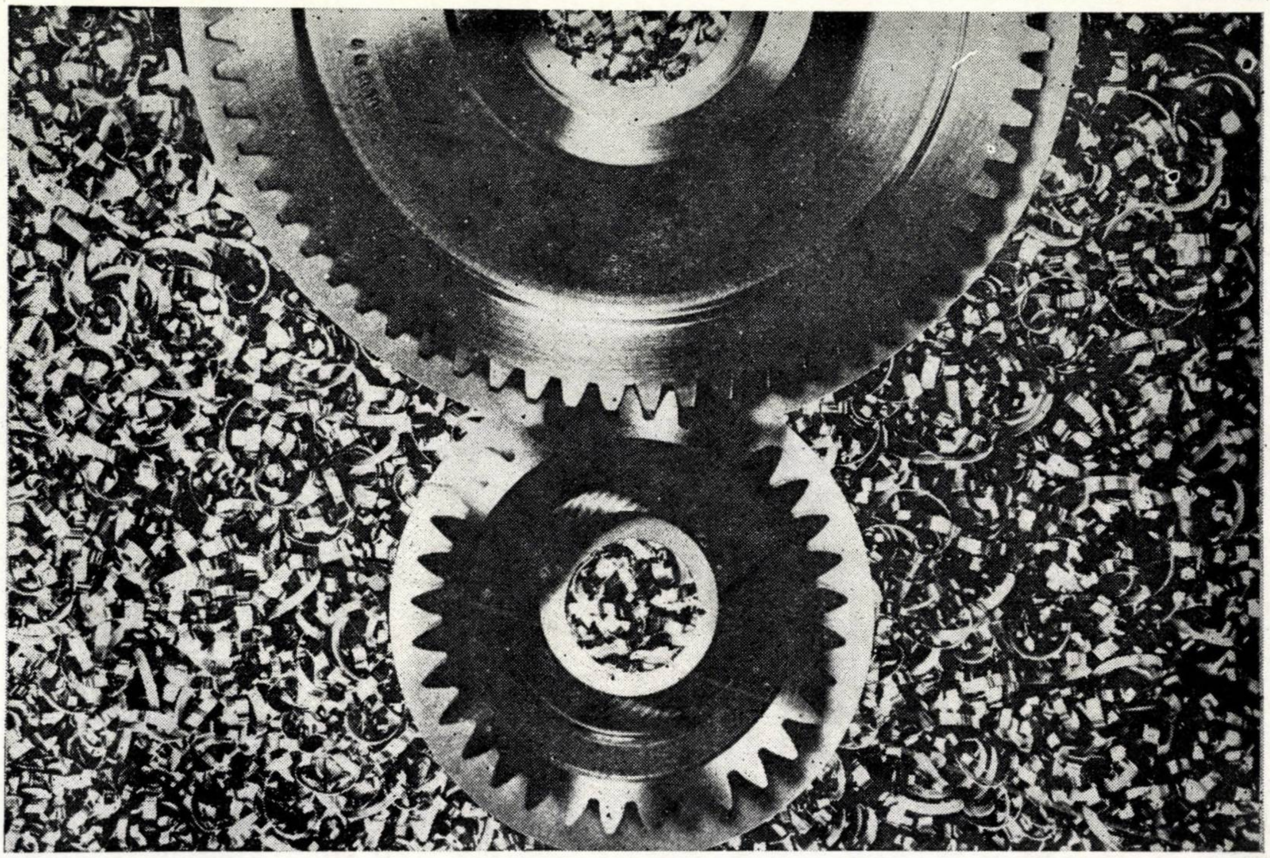
este de neînlocuit în timpul lucrărilor de manevrare şi de stivuire a lemnelor, scîndurilor, ţevilor de diferite diametre, barelor şi a laminatelor în mănunchiuri. Căruciorul este prevăzut cu un cîrlig avînd o capacitate de 3 t. Acesta poate fi adaptat la furca cu capacitatea de 5 t, la bena de 0,57 m şi la săgeată.
Motorul este cu combustie internă.



MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 ✉ SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V-330

PUBLICOM



Maşină de dimensiuni mici, cadenţă ridicată, precizie riguroasă

TOS

acestea sînt caracteristicile modelului OHA 12 A destinată tăierii dinţilor cu ajutorul sculei-cuţit, în ciclu automat.

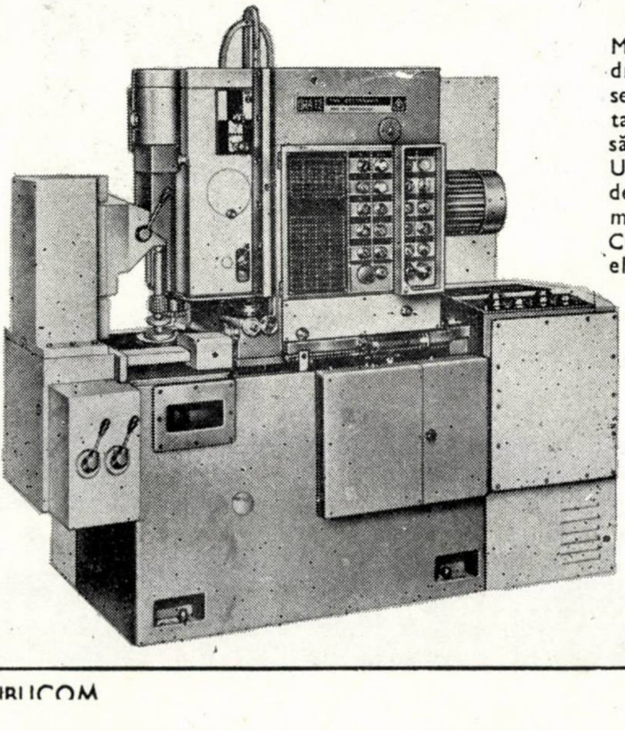
Maşina execută angrenaje exterioare şi interioare cu dinţi drepţi şi elicoidali pînă la diametrul de 120 mm, cremaliere sectoare dinţate, ambreiaje şi came în producţia mare, unitară şi de serie. Adăugarea unui încărcător automat permite să se conducă mai multe unităţi de către un singur operator. Universalitatea maşinii mai este mărită şi de o gamă largă de dispozitive suplimentare, care servesc şi pentru uşurarea manevrelor.
Concepţia tehnică reuşită merge mînă în mînă cu silueta elegantă a maşinii.

OHA12A

Strojimport

Vinohradska 184 Praga — 3, Cehoslovacia

PUBLICOM



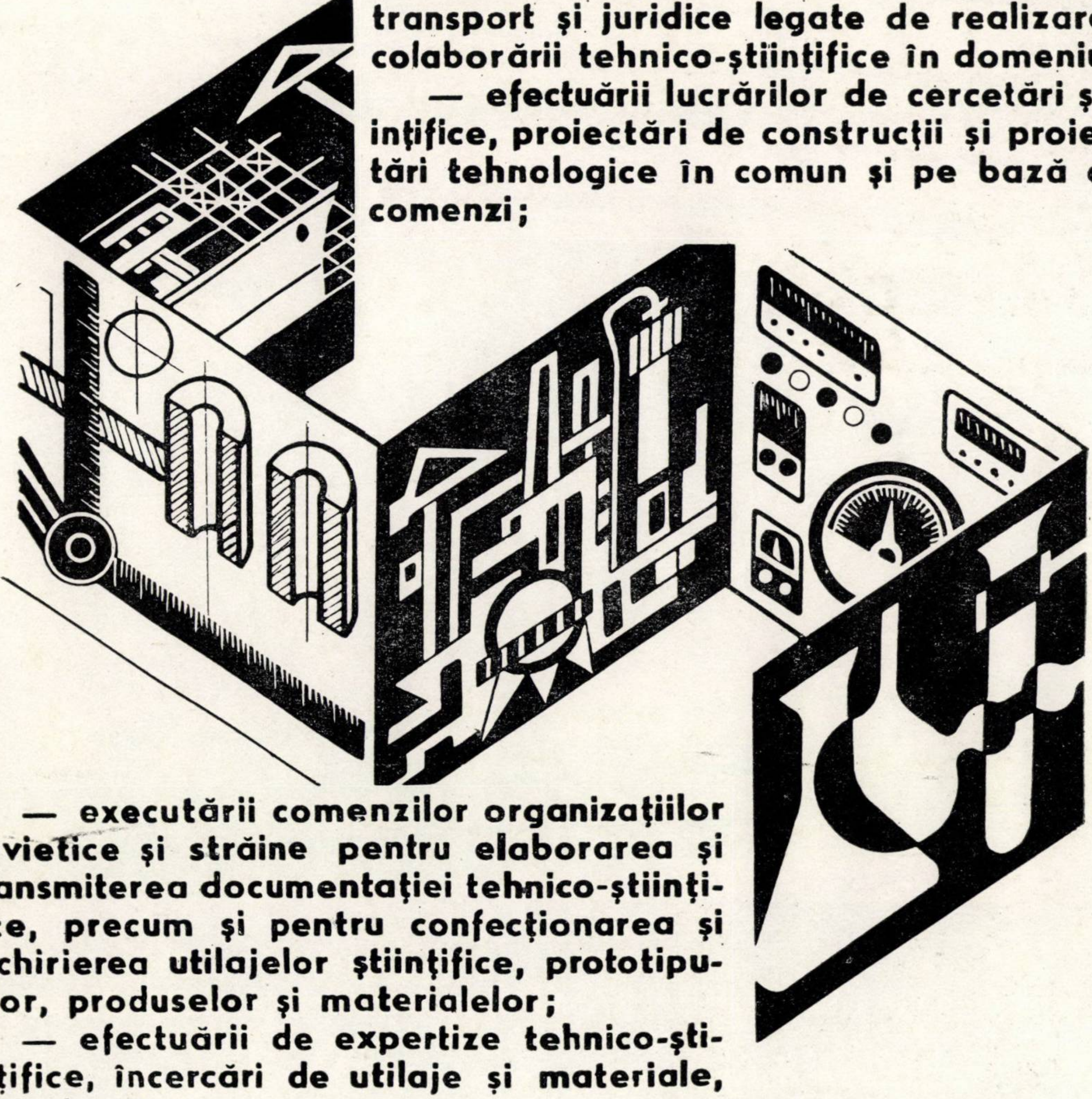
ORGANIZAŢIA UNIONALĂ

„VNEŞTEHNIKA"

MOSCOVA, U.R.S.S.

acordă sprijin organizaţiilor de cercetări ştiinţifice, proiectări de construcţii şi proiectări tehnologice, întreprinderilor industriale şi firmelor sovietice şi străine în rezolvarea problemelor comerciale, de transport şi juridice legate de realizarea colaborării tehnico-ştiinţifice în domeniul;

— efectuării lucrărilor de cercetări ştiinţifice, proiectări de construcţii şi proiectări tehnologice în comun şi pe bază de comenzi;



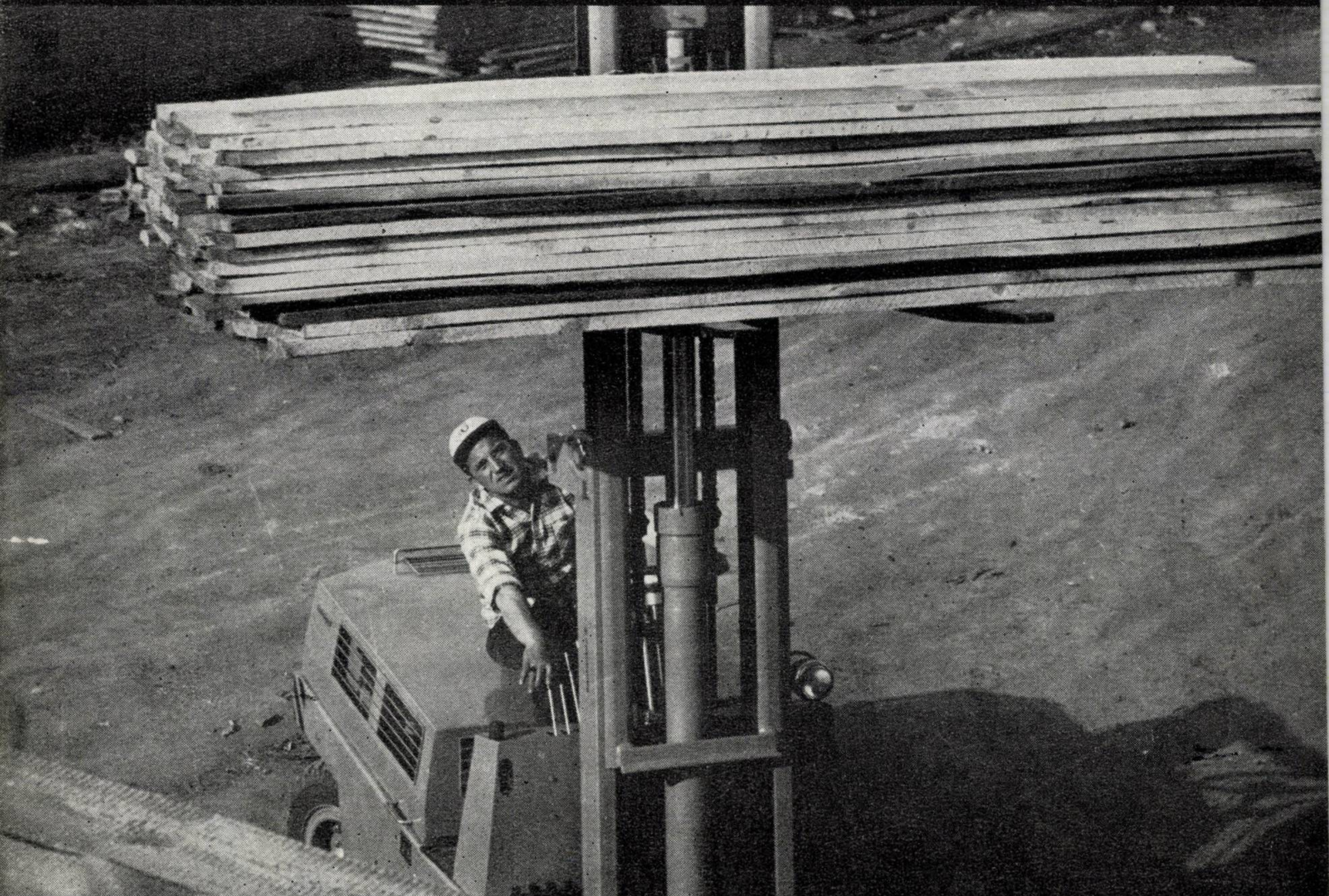
— executării comenzilor organizaţiilor sovietice şi străine pentru elaborarea şi transmiterea documentaţiei tehnico-ştiinţifice, precum şi pentru confecţionarea şi închirierea utilajelor ştiinţifice, prototipurilor, produselor şi materialelor;

— efectuării de expertize tehnico-ştiinţifice, încercări de utilaje şi materiale, consultaţii.

ORGANIZAŢIA UNIONALA „VNEŞTEHNIKA"
U.R.S.S., MOSCOVA, UL. GORKOGO 11.

balkancar

Destul de puternice – ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile – ca să executaţi mai repede
Foarte stabile – pentru siguranţa operaţiunilor



Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare – pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare – pînă la 4500 mm

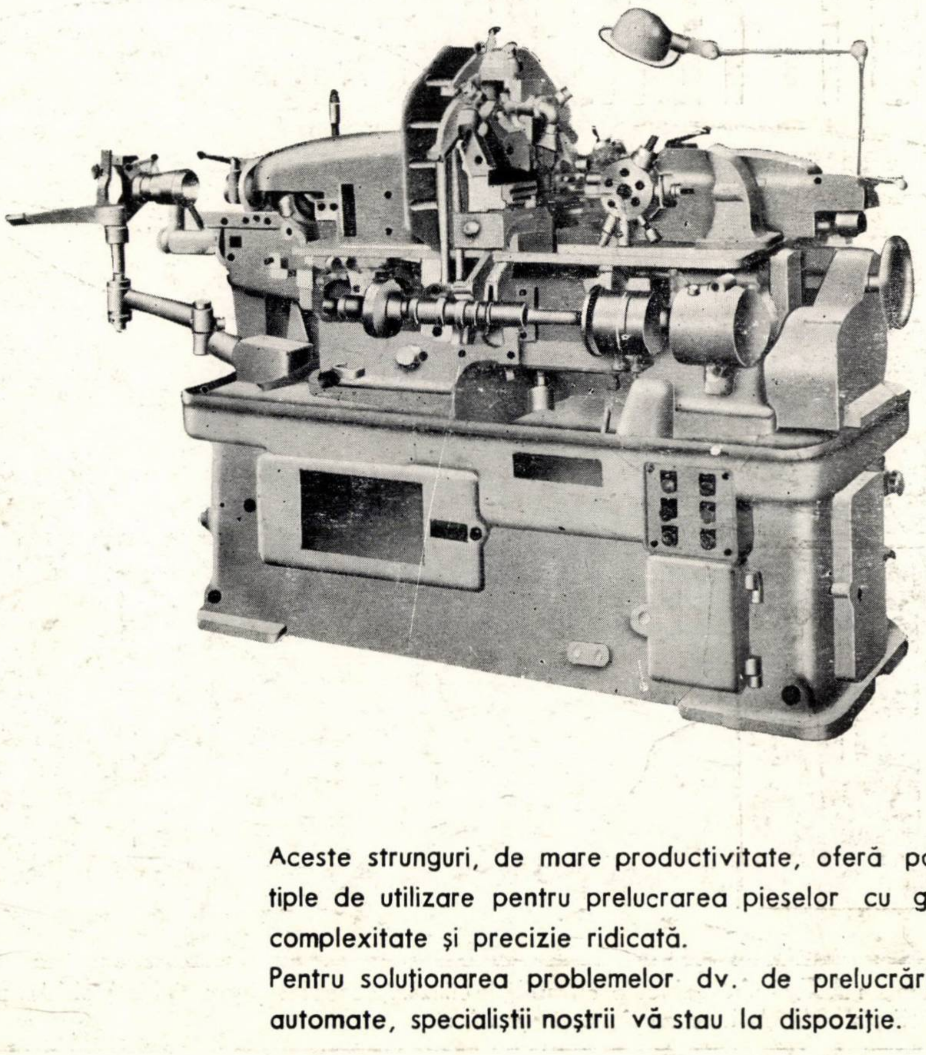
EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88–21–22
Telex 022386
SOFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11–20–87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



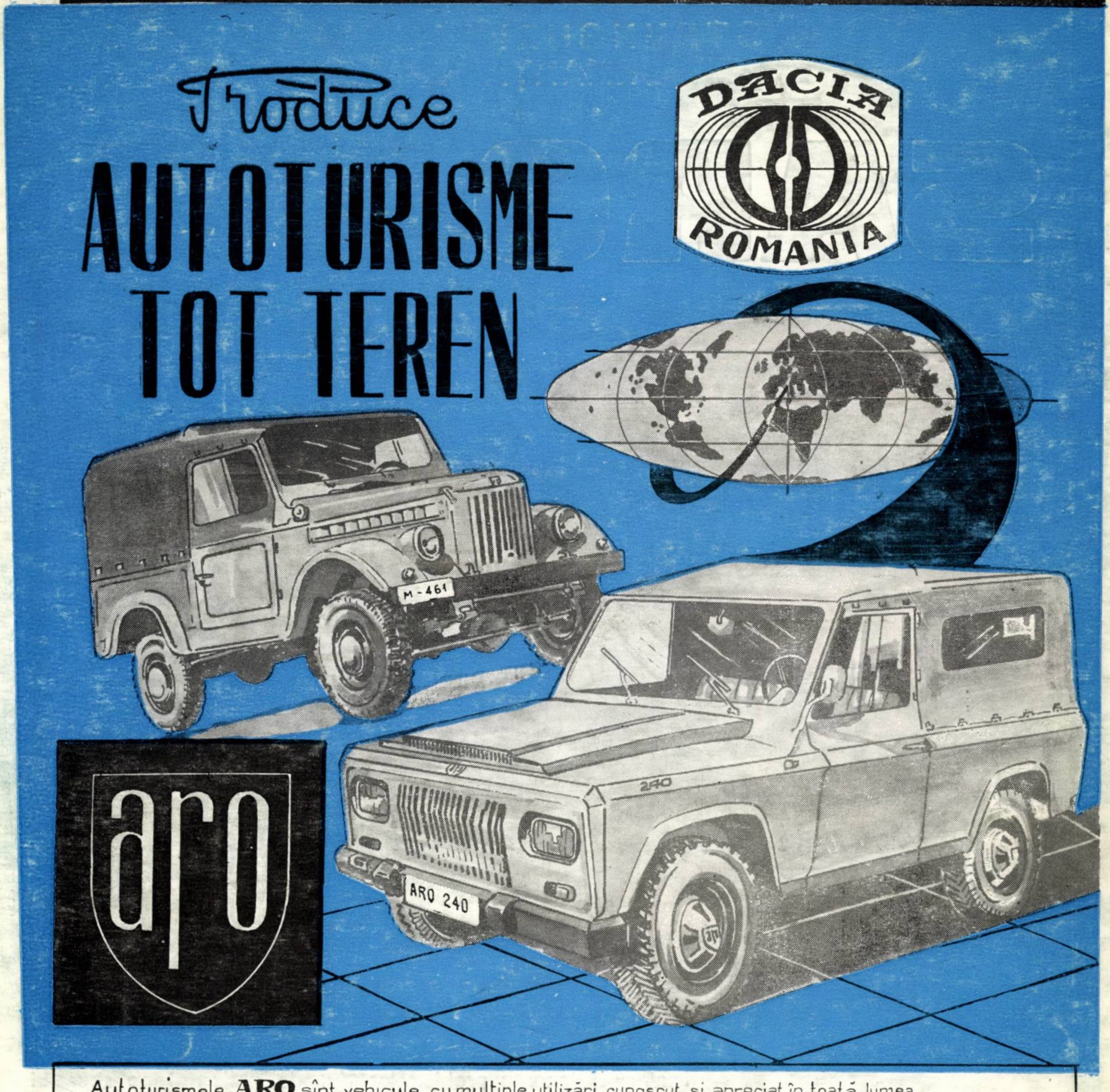
Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.
Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.

Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL



Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut și apreciat în toată lumea.
Caracteristicile sale de trecere sînt excepționale:

CARACTERISTICI	**ARO** M461-C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcția lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele și neamenajate, în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane și marfă	8 pers. sau 0,650 t	8 pers. sau 0,700 t	5 pers. sau 0,535 t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 C.P. la 4000 rot/min	80 C.P. la 4200 rot/min	80 C.P. 4200 rot/min
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL
CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEȚUL ARGEȘ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷ 1006 Telex: 018259

E 3279

R

Trăiască 23 August

REFERAL [illegible]

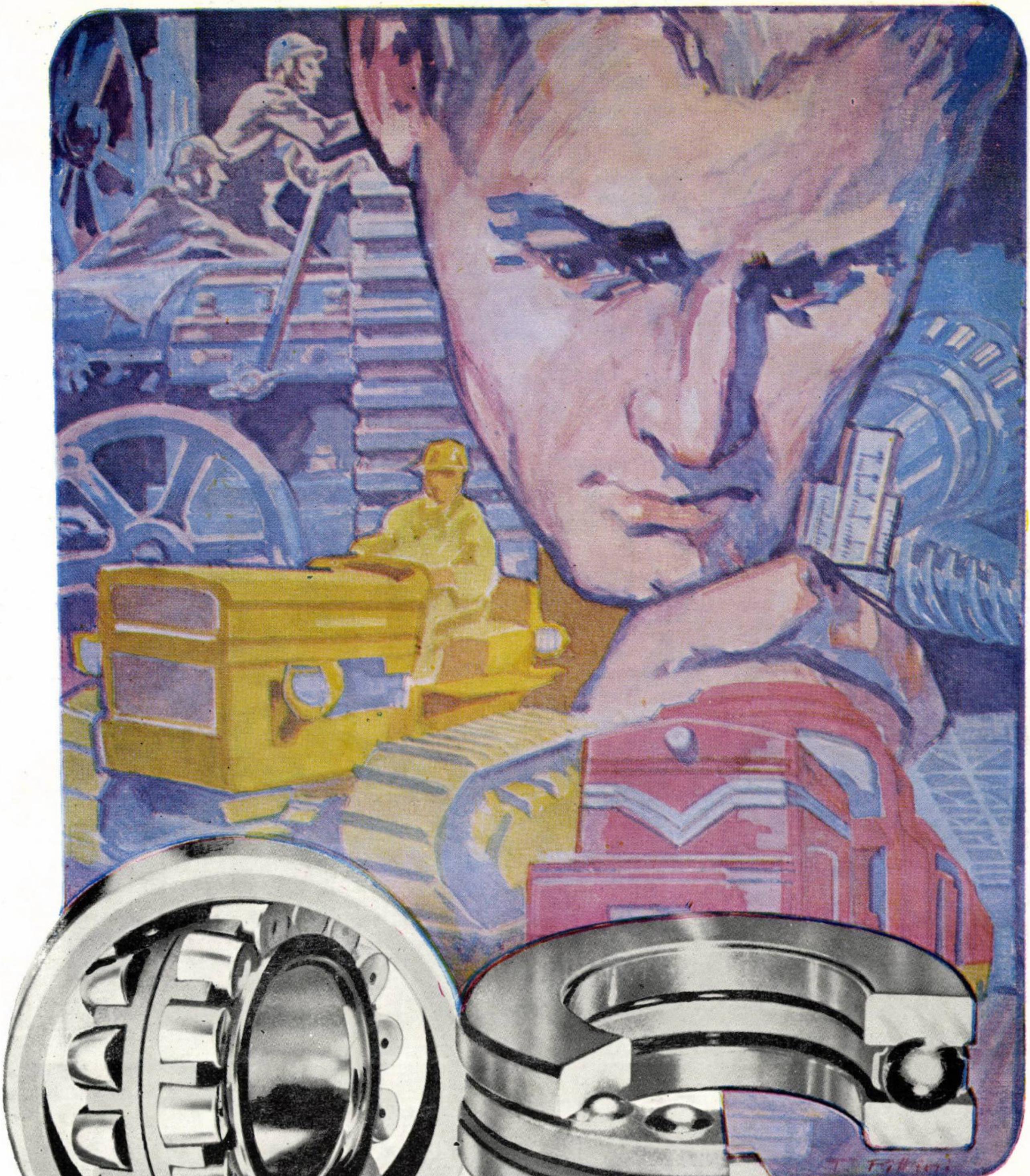
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXV ● nr. 8 ● AUGUST 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD



vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETARI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, AUGUST Nr. 8, 1973

CUPRINS

Editorial 453

AELENEI, M. și VLASE, A. **Aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roților dințate cilindrice.** 455

ALEXANDRU, P. și MANOLESCU, N. **Contribuții la sinteza cinematică a trapezului de direcție al autovehiculelor rutiere.** 459

CATRINA, S. și CATRINA, D. **Raza de îndoire a semifabricatului la mașinile de roluit tablă sau profile cu trei cilindri.** 467

DRĂGHICI, GH., IVAN, N.V și STROE—GURGUI, M. **Determinarea abaterilor admisibile de la diametrul semifabricatelor în cazul rulării filetelor metrice.** 471

GAINGISCHI, E., LĂZĂRESCU, E., SIMIONESCU, A., HOMUTESCU, C.A. și BÎRJOIANU, A. **Cercetări privind influența electrizării exterioare a injectorului asupra fineței pulverizării combustibilului lichid.** 475

HERȘCOVICI, P. **Aspecte noi în domeniul fabricației plăcuțelor așchietoare.** 480

NAGY, A. și SZAVA, T. **Strunjirea pătrată.** 484

OPRIȘ, O. **O metodă de verificare pneumatică a etanșeității.** 488

SFINȚEANU, D. **Metoda de determinare a solicitărilor mecanice și termice în piesele motoarelor Diesel.** 491

TĂRĂBOI, V. **Asupra oscilațiilor transversale la cablurile purtătoare ale macaralelor funicular.** 495

VLASIE, V. și CSIZOVSZKY, L. **Curbe atașate unei comenzi în vederea aproximării la contractare a termenelor de livrare.** 500

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 502

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI 507

MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE 510

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE 516

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ, ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. Tr. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor ing.: DAN VĂITEANU

S U M A R

CZ 621.833.1 :681.2

Aelenei, M. şi *Vlase, A.*: **Aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roţilor dinţate cilindrice.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 455–458

CZ 629.113.07

Alexandru, P., şi *Manolescu, N.*: **Contribuţii la sinteza cinematică a trapezului de direcţie al autovehiculelor rutiere.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8. p. 459–466

626.981.635

Catrina, S., şi *Catrina, D.*: **Raza de îndoire a semifabricatului la maşinile de roluit tablă sau profile cu trei cilindri.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 467–470

CZ 621.992.7

Drăghici, Gh., *Ivan N.V.* şi *Stroe-Gurgui, M.*: **Determinarea abaterilor admisibile de la diametrul semifabricatelor în cazul rulării filetelor metrice.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 471–474

CZ 621.43.038

Gaiginschi, E., *Lăzărescu, E.*, *Simionescu, A.* *Homutescu, C.A.*, şi *Bîrjoianu, A.*: **Cercetări privind influenţa electrizării exterioare a injectorului asupra fineţei pulverizării combustibilului lichid.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 475–479

CZ 621.91.025

Herşcovici, P.: **Aspecte noi în domeniul fabricaţiei plăcuţelor aşchietoare.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 480–484

CZ 621.941–472

Nagy, A. şi *Szava, T.*: **Strunjirea pătrată.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 484–488

CZ 621–762 :621.54

Opriş, O.: **O metodă de verificare pneumatică a etanşeităţii.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 488–491

CZ621.436.001.5

Sfinţeanu, D.: **Metode de determinare a solicitărilor mecanice şi termice în piesele motoarelor Diesel.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 491–495

CZ 621.877.3.065

Tărăboi, V.: **Asupra oscilaţiilor transversale la cablurile purtătoare ale macaralelor funicular.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 495–499

CZ 658.788.5

Vlasie, V. şi *Csizovszky, L.*: **Curbe ataşate unei comenzi în vederea aproximării la contractare a termenelor de livrare.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 500–501

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 502–506

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI 507–510

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE 510–516

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE 516

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25. Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul, Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 3134

Taxele poştale pentru anul 1973, plătite în cont-avans conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.1 :681.2
Аеленей, М. и *Власе, А.:* **Прибор для измерения кинематической точности цилиндрических зубчатых колес.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No 8, p. 455–458

ДК 629.113.07
Александру, П. и *Манолеску, Н.:* **К вопросу кинематического синтеза трапеции направления дорожных автомашин.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 459–466

ДК621.981.635
Катрина, С. и *Катрина, Д.:* **Радиус кривизны полуфабрикатов на трехцилинровой машине для накатки жести или профилей.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 467–470

ДК 621.992.7
Дрэгич, Г. Иван, Н. В. и *Строе— Гургуй,М.:* **Определение допускаемых отклонений от диаметра полуфабрикатов в случае накатки метрической резьбы.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 471–474

ДК 621.43.038
Гайджински, П., Лэзэреску, Е., Симионеску, А., Хомутеску, К. А. и *Быржояну, А.:* **Исследование влияния внешней электризации инжектора на тонкость распыления жидкого топлива.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 475–479

ДК 621.91.025
Гершкович, П.: **Новые аспекты в области изготовления плиток со снятой стружкой.**
Constructii de Maşini 25 (1973), No 8, p. 480–484

ДК 621.941–472
Наги, А. и *Сава, Т.:* **Оброчка квадратов.**
Constructii de Maşini 25 (1973), No 8, p. 484–488

ДК 621–762 :621.54
Оприш, О.: **Метод пневматической проверки герметичности.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 488–491

ДК 621.436.001.5
Сфинцяну, Д.: **Методы определения механических и термических нагрузок в деталях дизельного двигателя.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No 8, p. 491–495

ДК 621.877.3.065
Тэрэбой, В.: **К вопросу поперечных колебаний в несущих кабелькронах.**
Constructia de Maşini 25 (1973), No. 8, p. 495–499

DK 658.788.5
Власие, В. и *Чизовски, Л.:* **Кривые приставленные к заказу в целях аппроксимирования при контрактации сроков поставки.**
Constructia de Maşini 25 (1973) No. 8, p. 500–501

НОВЫЕ ДОКУМЕНТАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ 502–506

ДОЭТИЖЕНИЯ РУМЫНЭКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ 507–510

ПРОЯВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ НАУКИ И ТЕХНИКИ 510–516

ИЗ СОДЕРЖАНИЯ ЗАГРАНИЧНЫХ ЖУРНАЛОВ 516

INHALT

DK 621.833.1 :681.2
Aelenei und *Vlase, A.* : **Gerät für die Messung der kinematischen Genauigkeit der Stirnräder.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 455–458

DK 629.113.07
Alexandrescu, P. und *Manolescu, N.* : **Beiträge zur kinematischen Synthese des Lenkstrapezes der Strassenkraftwagen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 459–466

DK 621.981.635
Catrina, S. und *Catrina, D.* : **Biegungsradius des Halbzeuges bei den Blech- oder Prdfilrollmaschinen mit drei Walzen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 467–470

DK 621.992.7
Drăghici, Gh. Ivan, N.V. und *Stroe-Gurgui-, M.* : **Bestimmung der zulässigen Abweichungen vom Halbzeugdurchmesser beim Rollen der metrischen Gewinde.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 471–474

DK 621.43.038
Gaiginschi, P., Lăzărescu, N. Simionescu, A., Romulescu, C.A., und *Bârjoianu, A.* : **Untersuchungen über den Einfluss der Aussenelektrisierung des Einspritzers auf die Feinheit der Zersträubung des flüssigen Brennstoffes.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 475–479

DK 621.91.025
Herşcovici, P. : **Neue Gesichtspunkte im Gebiete der Schneidplättchenherstellung.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 480–484

DK 621.941–472
Nagy, A. und *Szava, T.* : **Das Drehen des Quadrates.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8. S, 484–488

DK 621–762 :621.54
Opriş, O. : **Eine Luftprüfmethode der Dichtigkeit.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 488–491

DK 621.436.001.5
Sfinţeanu, D. : **Bestimmungsmethoden der mechanischen und thermischen Beanspruchungen der Dieselmotorteile.**
Constructia de Maşini 35 (1973), Nr. 8, S. 491–495

DK 621.877.3.065
Tărăboi, V. : **Uber die Querschwingungen bei den Tragseilen der Seilbahnkräne.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 495–499

DK 658.788.5
Vlasie, V., und *Csizovszky, L.* : **An Bestellungen beigelegte Diagramme für die Annährung der Liefertermine bei Vertragsabschluss.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, S. 500–501

NEUE DOKUMENTARMATERIALLIEN 502–506

VERWIRKLICHUNGEN DER RUMÄNISCHEN INDUSTRIE 507–510

WISSENSCHAFTLICHE UND TECHNISCHE EREIGNISSE 510–516

AUS DEM INHALT DER AUSLÄNDISCHEN ZEITSCHRIFTE 516

CONTENTS

DC 621.833.1 :681.2

Aelenei, M. and *Vlase, A.* : **Apparatus for measuring the kinematic precision of spur wheels.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 455–458

DC 629.113.07

Alexandru, P. and *Manolescu, N.* : **Contributions to the kinematic synthesis of the steering gear of motor vehicles.**

Construcţia de Maşini 25 (1972), nr. 8, p. 459–466

DC 621.981.635

Catrina, S. and *Catrina, D.* : **Flexure radius of semifabs processed by three-cylinder sheet iron or section rolling machine.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 467–470

DC 621.992.7

Drăghici, Gh., Ivan, N.V. and *Stroe-Gurgui, M.* : **Assessment of permissible deviations from the diameters of semifabs in metric thread rolling.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 471–474

DC 621.43.038

Gaiginschi, P., Lăzărescu, E., Simionescu, A., Homutescu, C.A. and *Bîrjoianu, A.* : **Study of the effect of external electrization of the injector on the fineness of liquid atomization.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8,p. 475–479

DC 621.91.025

Herşcovici, P. : **New trends in the manufacturing of chipping plates.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 480–484

DC 621.941–472

Nagy, A. and *Szava, T.* : **Square turning.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 484–488

DC 621–762 :621.54

Opriş. O. : **A pneumatic method of checking tightness.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 488–491

DC 621.436.001.5

Sfinţeanu, D. : **Method of determining mechanical and thermal stress in Diesel engine parts.**

Construcţia de Maşini 25 (1793), nr. 8, p. 491–495

DC 621.877.3.065

Tărăboi, V. : **About transverse oscillations in carrying ropes of funicular cranes.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 495–499

DC 658.788.5

Vlasie, V. and *Csizovszky, L.* : **Diagrams attached to orders with the view of permitting an approximation of the terms of delivery.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 8, p. 500–501

NEW DOCUMENTARY MATERIALS 502–506

ROMANIAN INDUSTRIAL ACHIEVEMENTS 507–510

SCIENTIFIC AND TECHNICAL EVENTS 510–516

REVIEW OF FOREIGN JOURNALS 516

SOMMAIRE

CD 621.833.1 :681.2

Aelenei, M. et *Vlase, A.* : **Appareil à mesurer la precision cinématique des roues dentées cylindriques.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 455–458

CD 629.113.07

Alexandru, P., et *Manolescu, N.* : **Contributions à la synthèse cinématique du trapèze de direction des véhicules automobiles routiers.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 459–466

CD 621.981.635

Catrina, S., et *Catrina, C.* : **Rayon de courbure du demi-produit aux machines à rouler de la tôle ou des profils, à trois cylindres.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 467–470

CD 621.992.7

Drăghici, Gh., Ivan, N. V. et *Stroe-Gurgui, M.* : **Détermination des écarts admissibles du diamètre des demiproduits à l'occasion du roulage des filets métriques.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 471–474

CD 621.43.038

Gaingischi, P., Lăzărescu, E., Simionescu, A., Homutescu C.A., et *Bîrjoianu, A.* : **Recherches sur l'influence de l'électrisation extérieure de l'injecteur sur la finesse de la pulvérisation du combustible liquide.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 475–479

CD 621.91.025

Herşcovici, P. : **Récents aspects dans le domaine de la fabrication des plaques à coupe.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 480–484

CD 621.941–472

Nagy, A. et *Szava, T.* : **Tournage du carré.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 484–488

CD 621.–762 :621.54

Opriş, O. : **Une méthode de vérification pneumatique de l'étanchéité.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8. p. 488–491

CD 621.436.001.5

Sfinţeanu, D. : **Méthodes de détermination des sollicitations mécaniques et thermiques sur les pièces des moteurs Diesel.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 491–495

CD 621.877.3.065

Tărăboi, V. : **Concernant les oscillations transversales des câbles porteurs des grues à câble aérien.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr- 8, p. 495–499

CD 658.7885

Vlasie, V., et *Csizovszky, L.* : **Diagrammes attachés à une commande en vue de l'approximation des délais de livraison à l'occasion du prachèvement du contrat.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 8, p. 500–501

NOUVEAUX MATERIAUX DOCUMENTAIRES 502–506

REALISATIONS DE L'INDUSTRIE ROUMAINE 507–510

MANIFESTATIONS SCIENTIFIQUES ET TECHNIQUES 510–516

DU CONTENU DES REVUES ETRANGERES 516

Întîmpinăm cea de-a 29-a aniversare a zilei de 23 AUGUST cu noi performanțe în construcția de mașini

Marcăm în acest august, cel de-al 29-lea an al clipei supreme, al momentului decisiv în viața și viitorul națiunii noastre. Este augustul care ne găsește în cel mai măreț efort general, din toate eforturile de pînă acum, este luna în care cele aproape trei decenii de viață liberă ne apar ca o întreagă epocă istorică. O epocă ce prin transformările petrecute pe plan economic, politic și social a însemnat saltul de la exploatarea omului de către om, de la starea de înapoiere economică, accentuată și de efectele devastatoare ale războiului, la România socialistă de astăzi, cu economia sa înfloritoare, de un dinamism unanim recunoscut, în care, întregul popor își unește forțele pentru a da viață hotărîrilor partidului, pentru a făuri societatea socialistă multilateral dezvoltată.

În 1973, România se înfățișează lumii ca o țară aflată pe treptele uneia dintre cele mai rapide ascensiuni a dezvoltării economico-sociale. Din ansamblul marilor realizări dobîndite în anii construcției socialiste, ies cu pregnanță în evidență dinamismul industriei, mărirea potențialului său tehnico-productiv, schimbările calitative din structura sa, întărirea rolului conducător al acestei ramuri în economie. Una dintre caracteristicile esențiale ale industrializării țării noastre este ritmul înalt în care se realizează, ritm care corespunde întrutotul posibilităților și necesităților dezvoltării economiei naționale pe calea socialismului. Să apelăm, în acest sens, la un exemplu. În perioada 1951—1972, industria și-a mărit producția, în medie, cu circa 12,8 la sută în fiecare an, ritm care situează România printre țările cu cea mai înaltă dezvoltare pe plan mondial. O precizare se impune în acest caz. Dacă producția industrială ar fi crescut cu circa 4 la sută, cît era ritmul mediu anual în perioada antebelică, ar fi fost necesari 70 de ani pentru a obține rezultatele din perioada 1951—1970.

Dar dincolo de creșterile cantitative se află și spectaculoase mutații calitative. Politica economică a partidului nostru, punînd la bază concepții profund științifice, realiste, a avut în vedere o modernizare continuă a structurii industriei, astfel încît să se asigure valorificarea mai intensă, cu o eficiență superioară a potențialului material și uman al țării, sporirea continuă a avuției naționale. Cea mai mare parte a producției industriei, circa 54 la sută în acest an, este realizată în cele patru ramuri-cheie ale industriei, caracteristice pentru profilul unei economii moderne : energie electrică, metalurgie, construcții de mașini și chimie.

În 1972, ramura principală a industriei—construcția de mașini—avea o pondere în volumul total al producției industriale de 27,8 la sută, față de 10,2 la sută în 1938. Unitățile producătoare de mașini realizează astăzi producția anului 1938 în numai șase zile. Este o performanță de-a dreptul spectaculoasă, dar aflată pe un suport real, pe suportul eforturilor și valorificării la maximum a tuturor resurselor și potențelor creatoare ale poporului nostru. Congresul al X-lea al P.C.R. stabilise un ritm mediu anual de creștere de 11,5—12 la sută. Astăzi acest ritm a ajuns în construcția de mașini la peste 18 la sută, iar sporurile de producție actuale vor face ca el să atingă în viitor cifra de 23 la sută pe an, sau chiar mai mult. Și o altă cifră : numai în acest an, producția globală a construcției de mașini grele va fi cu aproape o cincime mai mare decît s-a realizat în anul trecut.

Sînt cifre ce exprimă salturi, creșteri firești pentru noi toți, antrenați într-o permanentă competiție cu timpul. Sînt cifre ale unor statistici izvorîte din elanul cu care oamenii muncii comprimă timpul sub greutatea faptelor înscrise cu majuscule în cartea de întreceri și realizări a lunii august din anul hotărîtor al îndeplinirii înainte de termen a cincinalului. Sporurile amintite mai sus își au corespondent, pe de o parte, în cunoașterea și valorificarea posibilităților reale ale capacităților de producție, iar pe de altă parte, în avantajele oferite de modernizarea și diversificare producției, precum și de introducerea de tehnologii noi. Asigurarea în continuarea a unui ritm înalt de creștere a industriei rămîne coloana vertebrală, cheia de boltă a procesului de dezvoltare și perfecționare a forțelor de producție ale țării. Astfel, în 1990, industria urmează să realizeze o producție de 6—8 ori mai mare decît în 1970. Se prevede, totodată, o dezvoltare mai *accentuată, în ritmuri care să depășească media pe ansamblul industriei, pentru construcțiile de mașini și chimie, ramuri care urmează să furnizeze, la nivelul anului 1990, circa 55—60 la sută din totalul producției industriale, față de 35 la sută în 1970.*

Contribuind la extinderea mecanizării și automatizării producției, construcția de mașini prin ritmul și orientarea dezvoltării sale, dă tonul sporirii eficienței economice, reprezintă un factor principal al coeficientului ascensional al dinamismului economiei naționale.

Tocmai de aceea, aflați permanent în primele rînduri ale întrecerii socialiste, constructorii de mașini, acești promotori ai progresului tehnic, au raportat an de an trecerea cu succes a unor dificile examene. Să amintim aici de generatoarele Kaplan de 178 MW, agregatele de 175 MW, turbina de 330 NW, convertizoarele de oțel de 350 tone etc. Nu sînt singurele produse de mare complexitate realizate de constructorii români de mașini. Lor vin să li se adauge motoarele navale de mare putere,autocamioanele grele cu motor diesel, o-nouă și numeroasă familie de motoare diesel într-o gamă de pînă la 4 000 CP.Iată doar cîteva dintre realizările ce se înscriu printre cele mai remarcabile de acest fel din lume.

România este astăzi o țară înscrisă pentru totdeauna pe orbita marilor valori ale industriei mondiale. Produsele noastre fac față, fără emoții, atît de exigentei competitivități în care se confruntă alături de cele realizate de firme și țări cu tradiție în construcția de mașini. În actualul cincinal va trebui să se realizeze o creștere a exportului de mașini și utilaje de 2,2 ori. La finele cincinalului exportul acesta va atinge un volum de peste 29 la sută din totalul exportului țării. Sînt cifre care ne permit să precizăm că o asemenea pondere în volumul de export este comparabilă cu cea obținută de țări cu un potențial industrial ridicat.

Anii următori vor înscrie noi coordonate de prestigiu în domeniul industriei constructoare de mașini. ,,Realizarea unei productivități superioare—*arăta tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretar general al P.C.R., la Conferința Națională a Partidului din 1972*—necesită nu intensificarea efortului fizic, ci a muncii de concepție, în vederea extinderii perfecționării organizării producției, extinderii mecanizării și automatizării, aplicării proceselor tehnologice moderne". *În această direcție, activitatatea de cercetare se înscrie ca un obiectiv de prim ordin în calea realizării de produse care să înglobeze în ele o tot mai redusă cantitate de metal și o tot mai sporită investiție de creativitate și inteligență. Grăitoare în acest sens a fost expoziția : ,,Produse și tehnologii noi în construcția de mașini"—organizată în vara acesta în Capitală. Ea a reprezentat o elocventă sinteză a creației tehnice românești și a realizărilor actuale ale oamenilor muncii din această ramură. Totodată, expoziția a confirmat contribuția sporită a cercetării științifice de specialitate la îndeplinirea înainte de termen a sarcinilor actualului cincinal. Astfel, cele mai multe dintre exponatele prezentate în cadrul expoziției, au reprezentat, realmente, noutăți de valoare, competitive, conținînd în ele, în ponderi sporite, inteligență tehnico-științifică, de natură să amplifice aportul cercetării la promovarea progresului tehnic în întreaga economie. Beneficiind tot mai mult de aportul cercetării științifice, construcția de mașini va înregistra o mutație sensibilă către proiectare și executarea de sisteme de mașini și utilaje, care să permită efectuarea unor operații sau lucrări complexe. Pe de altă parte, se urmărește dezvoltarea prioritară a producției de mașini și utilaje autopropulsate, prin utilizarea pe scară tot mai largă a echipamentelor și elementelor standardizate.*

Dacă în acest an, al 29-lea de la eliberarea țării, mașinile și utilajele produse în România vor putea fi văzute la aproximativ o sută de manifestări internaționale de prestigiu, dacă competitivitatea ridicată pe care o au le pune alături de cele realizate în țări cu o înaltă tradiție tehnică, înseamnă că țara noastră se află pe drumul ascendent al dezvoltării și făuririi unei economii moderne. Dar, în metalul înnobilat al mașinilor și utilajelor, căutăm chipul, inima, investiția de inteligență și sudoare a celor care le-au făurit. Raportînd țării succese de seamă înscrise în graficul întrecerii, constructorii de mașini, fie ei muncitori sau proiectanți, maiștri sau cercetători, tehnicieni sau ingineri, trăiesc sentimentul înaltelor responsabilități, menite să accelereze ritmul de edificare a societății socialiste multilateral dezvoltate, să scurteze drumul de parcurs pentru asigurarea ridicării patriei noastre pe noi culmi de progres și civilizație.

◆

CZ : 621.833.1 :681.2

Aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roţilor dinţate cilindrice

Ing. Mihai AELENEI — Centrul de cercetări şi proiectări mecanică fină şi scule – Bucureşti
Ing. Aurelian VLASE — Institutul politehnic – Bucureşti

Mihai Aelenei a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti în anul 1959. A fost şef de lucrări la Institutul politehnic din Bucureşti pînă în anul 1971. Din 1972 lucrează la Centrul de cercetare şi proiectări mecanică fină şi scule — Bucureşti, în funcţia de inginer proiectant principal.

Este cunoscut că stadiul actual al dezvoltării tehnicii se caracterizează printr-un impetuos progres în construcţia de maşini şi aparate, ca de altfel în toate domeniile, ceea ce necesită eforturi sporite în munca de proiectare, de fabricaţie sau de cercetare. Printre cerinţele mai importante impuse de progresul tehnic se numără creşterea calităţii produselor, îmbunătăţirea parametrilor de funcţionare şi prelungirea duratei de funcţionare a maşinilor.

O importanţă deosebită se acordă roţilor dinţate, care ocupă un loc dintre cele mai importante în ansamblul organelor de maşini. Prelucrarea roţilor dinţate trebuie realizată cu precizia impusă de destinaţia angrenajelor şi de condiţiile de exploatare.

În general, calitatea angrenajelor este caracterizată prin precizia de execuţie a elementelor danturii şi prin netezimea suprafeţelor active ale roţilor dinţate (flancurile dinţilor), care depind în mare măsură atît de posibilităţile de execuţie cît şi de posibilităţile de măsurare, deci şi de aparatura de măsurare existentă.

Creşterea vitezelor periferice în exploatarea roţilor dinţate precum şi necesitatea unei precizii ridicate la transmiterea mişcării în lanţurile cinematice impun o creştere considerabilă a indicilor calitativi ai roţilor dinţate. Astfel, pentru angrenajele folosite în lanţurile cinematice de filetare, rulare etc. sau la mecanismele divizoare, o importanţă deosebită o are precizia cinematică, adică mărimea şi caracterul variaţiei erorii de poziţie a roţilor dinţate în ceea ce priveşte unghiul de rotaţie, precum şi mărimea jocurilor dintre flancurile dinţilor, care determină mărimea jocului dintre elementele mecanismului şi, prin urmare, gradul de coordonare al mişcărilor acestor elemente.

Ca urmare a creşterii vitezelor periferice creşte şi efectul forţelor dinamice asupra angrenajului, iar neuniformitatea vitezei unghiulare, cauzată îndeosebi de eroarea de pas, introduce forţe dinamice suplimentare, variabile, evident nedorite. De altfel se poate spune că precizia cinematică determină atît proprietăţile dinamice ale angrenajului cît şi caracterul zgomotului în funcţionarea acestuia.

Eroarea cinematică E_{cn} este definită (STAS 6273—60 Angrenaje cilindrice, Toleranţe) prin eroarea maximă a unghiului de rotire a roţii dinţate, în limitele unei rotaţii complete, în cazul angrenării cu roata de măsurare (etalon) pe un singur flanc, la distanţa nominală dintre axe (fig. 1).

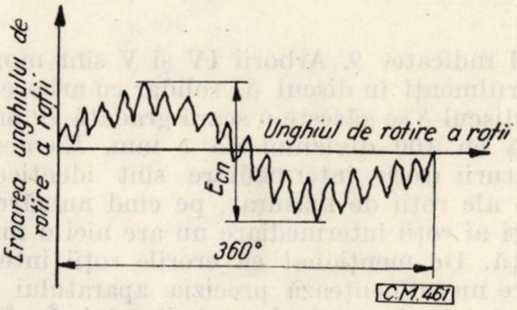


Fig. 1

Măsurarea erorii cinematice a roţilor dinţate este o măsurare complexă, deoarece prin aceasta se constată influenţa comună a mai multor abateri cum ar fi : bătaia radială, eroarea cumulată de pas, abatarea pasului de bază, variaţia pasului, eroarea formei profilului şi eroarea direcţiei dintelui.

Aparatura de măsurare a erorii cinematice este în general destul de restrînsă, ceea ce face ca în producţia de roţi dinţate să predomine măsurarea unor erori individuale, ca eroarea cumulată de pas, bătaia radială, eroarea formei profilului etc. şi nu efectul comun al acestora care este mai concludent pentru precizia unei roţi dinţate.

În cele ce urmează va fi prezentat un aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roţilor dinţate cilindrice, proiectat şi construit de autorii prezentului articol, destinat controlului monoprofil al roţilor dinţate în producţia de serie.

Schema cinematică de principiu a aparatului este prezentată în figura 2, părţile componente principale ale acestuia fiind : roata dinţată de măsurat *1* montată pe arborele *I* ; roata dinţată etalon *2*, identică cu roata de măsurat, montată pe un arbore tubular *II*, concentric cu arborele *I*; roata dințată lată intermediară *3* montată pe arborele *III*; sistemul de transmitere și amplificare a erorii unghiulare, compus din sectoarele circulare *4* și *6*, rolele *5* și *7* și

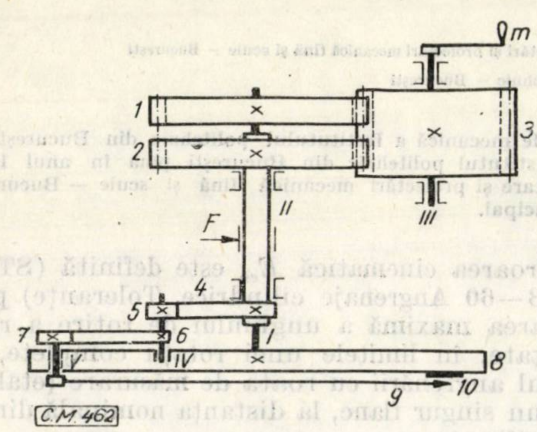


Fig. 2

acul indicator *9*. Arborii IV și V sînt montați pe rulmenți în discul *8*, solidar cu arborele *I*. Pe discul *8* se găsește o scară gradată *10* prevăzută cu 100 diviziuni de 1 mm. Elementele danturii roții intermediare sînt identice cu cele ale roții de măsurat, pe cînd numărul de dinți ai roții intermediare nu are nici o importanță. De menționat că erorile roții intermediare nu influențează precizia aparatului dacă ele sînt uniforme în lungul dintelui. În figura 3 este prezentată vederea generală a aparatului.

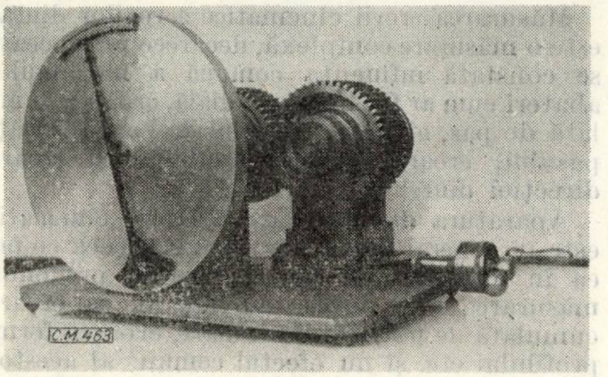


Fig. 3

Pentru a înlătura erorile de transmitere, rularea dintre sectoarele circulare *4* și *6* și rolele *5* și *7* se face prin intermediul unor benzi de oțel (fig. 4), cu posibilitatea de întindere a benzilor pentru preluarea jocurilor de la montaj.

Distanța dintre arborii *I* și *III* se poate regla cu ajutorul unui mecanism șurub conducător — piuliță, fiind deplasat suportul arborelui *III*, măsurarea făcîndu-se cu un tambur gradat, cu precizia de 0,02 mm (fig. 5).

Roata dințată de măsurat se montează pe arborele *I* prin intermediul unui dorn conic și bucșe elastice schimbabile (fig. 5).

Măsurarea erorii cinematice se efectuează astfel: cu manivela *m* (fig. 2) se rotește roata intermediară, care angrenează, pe un singur flanc, atît cu roata de măsurat cît și cu roata etalon, rotindu-le cu același unghi dacă nu există erori sau cu unghiuri diferite în cazul existenței erorilor; în timpul rotirii, roata etalon este frînată ușor cu ajutorul unei frîne *F* (fig. 2); neuniformitatea rotirii între cele două roți este transmisă și amplificată prin elementele *4*, *5*, *6* și *7*, iar acul indicator *9* indică pe scara gradată *10* un număr oarecare de diviziuni.

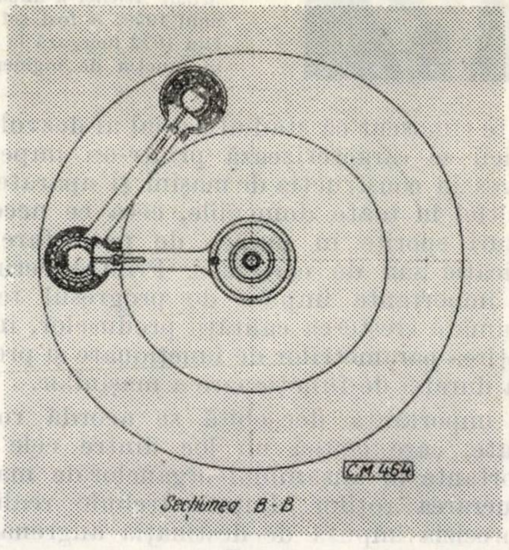


Fig. 3

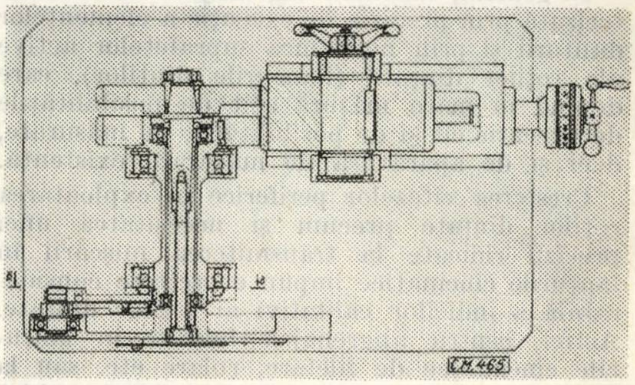


Fig. 5

Calculul raportului de amplificare al aparatului. Considerînd că pentru o eroare γ_m a unghiului de rotire a roții de măsurat se obține un unghi φ de rotire a acului indicator, se poate scrie ecuația lanțului cinematic:

$$\varphi = \gamma_m \frac{d_1}{d_2} \frac{d_3}{d_4}, \qquad (1)$$

în care :

d_1 este diametrul sectorului circular 4 (fig. 2), mm ;
d_2 — diametrul rolei 5, mm ;
d_3 — diametrul sectorului circular 6, mm:
d_4 — diametrul rolei 7, mm.

Înlocuind cu valorile lor diametrele din relația (1), se obține :

$$\varphi = \gamma_m \frac{237,56}{20} \cdot \frac{280}{18,5} = 179,775\,\gamma_m,$$

de unde raportul de amplificare R_a este :

$$R_a = \frac{\varphi}{\gamma_m} = 179,775. \qquad (2)$$

Calculul valorii diviziunii pe scara gradată a aparatului. Considerînd două poziții ale acului indicator pentru două repere alăturate (fig. 6), se poate scrie relația :

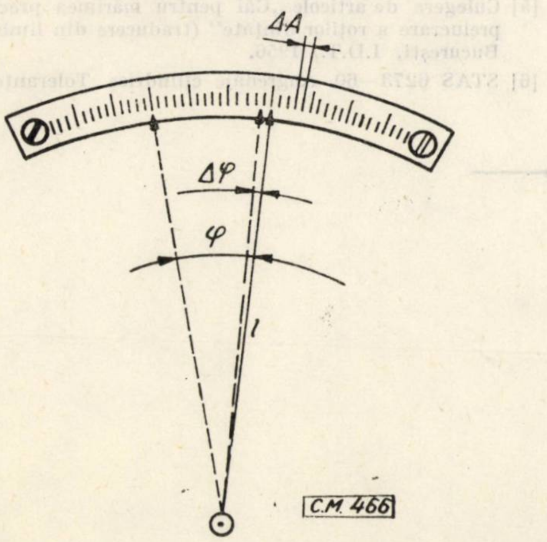


Fig. 6

$$\Delta A = l\Delta\varphi, \qquad (3)$$

în care :

ΔA este distanța dintre două repere alăturate, mm ;
l — lungimea acului indicator, mm ;
$\Delta\varphi$ — unghiul la centru pentru o diviziune, rad.

Din relația (3) se obține :

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta A}{l}, \qquad (4)$$

de unde, înlocuind $\Delta A = 1$ mm și $l = 270$ mm, rezultă :

$$\Delta\varphi = \frac{1}{280}\ [\text{rad}] = 736,56''. \qquad (5)$$

Valoarea diviziunii $\Delta\gamma_m$ este :

$$\Delta\gamma_m = \frac{\Delta\varphi}{R_a} = \frac{\frac{1}{280}}{179,775} =$$

$$= \frac{1}{50337} = 0,0198661\ [\text{rad}].$$

sau :

$$\Delta\gamma_m = \frac{736,56''}{179,775} = 4,09''.$$

Considerînd eroarea cinematică E_{cnm}, în µm (STAS 6273—60), eroarea γ_m a unghiului de rotație a roții dințate de măsurat se poate exprima prin relația :

$$\gamma_m = \frac{E_{cnm}}{1000\,R_r}\ [\text{rad}] \qquad (6)$$

sau, cînd eroarea cinematică este maximă, deci egală cu toleranța erorii cinematice T_{cnm}:

$$\gamma_m = \frac{T_{cnm}}{1000\,R_r}\ [\text{rad}], \qquad (7)$$

în care R_r este raza cercului de rulare a roții dințate de măsurat (egală cu raza cercului de rulare a roții etalon), mm.

Din relațiile (2), în care s-a înlocuit $\varphi = n\Delta\varphi$, și (7) se obține :

$$n = \frac{R_a\,T_{cnm}}{1000\,R_r\,\Delta\varphi} = \frac{179,775 \cdot 280}{1000}\,\frac{T_{cnm}}{R_r} =$$

$$= 50,337\,\frac{T_{cnm}}{R_r}, \qquad (8)$$

n fiind numărul de diviziuni pentru care eroarea cinematică este egală cu toleranța admisă, pentru o clasă de precizie dată. Considerînd partea numerică din (8) ca o constantă a aparatului ($i = 50,337$), relația de calcul al numărului de diviziuni este :

$$n = k\,\frac{T_{cnm}}{R_r} \qquad (9)$$

Roata dințată etalon, teoretic, este considerată o roată dințată, ideală, a cărei eroare cinematică este zero.

În practică însă, la măsurare se folosesc roți dințate etalon cu anumite erori, cu condiția ca precizia acestora să fie superioară, cu cel puţin o clasă, faţă de roata de măsurat. În acest caz, eroarea înregistrată de aparat este o sumă a erorii cinematice a roţii de măsurat (exprimată, în radiani, prin relaţia (6)) şi a roţii etalon, a cărei expresie este :

$$\gamma_e = \frac{E_{cne}}{1000\ R_r}\ [\mathrm{rad}], \qquad (10)$$

E_{cne} fiind eroarea cinematică a roţii etalon, μm.

Astfel, eroarea efectivă γ_{ef} înregistrată de aparatul de măsurare se exprimă prin relaţia :

$$\gamma_{ef} = \gamma_m + \gamma_e \qquad (11)$$

sau considerînd relaţiile (7) şi (10) :

$$\gamma_{ef} = \frac{T_{cnm} + E_{cne}}{1000\ R_r}. \qquad (12)$$

În acest caz, numărul de diviziuni n, de pe scala aparatului, este exprimat prin relaţia :

$$n = k\ \frac{T_{cnm} + E_{cne}}{R_r}. \qquad (13)$$

În ce priveşte execuţia roţii etalon, se ţine seamă de faptul că toate abaterile danturii sînt admise să se realizeze după clasa de precizie aleasă (de exemplu clasa 3 sau 4), cu excepţia erorii direcţiei dintelui care va fi prescrisă după o clasă de precizie superioară.

Printre avantajele mai importante ale aparatului pot fi enumerate : construcţie relativ simplă ; siguranţă în funcţionare ; precizie ridicată ; posibilitatea adaptării pentru măsurarea unei game largi de roţi dinţate, precum şi timpul mic pentru măsurare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Angrenaje, Bucureşti, Editura Tehnică, 1962.

[2] *Sauer, L.* Angrenaje, vol. 2. Bucureşti, Editura Tehnică, 1970.

[3] *Ruzicka, V.* Controlul roţilor dinţate (traducere din limba cehă). Bucureşti, Editura Tehnică, 1959.

[4] *Septilici, R.* şi alţii. Controlul tehnic în construcţia de maşini şi aparate, Bucureşti, Editura Tehnică, 1969.

[5] Culegere de articole ,,Căi pentru mărimea preciziei de prelucrare a roţilor dinţate'' (traducere din limba rusă). Bucureşti, I.D.T., 1956.

[6] STAS 6273—60. Angrenaje cilindrice. Toleranţe.

CZ : 629.113.07

Contribuţii la sinteza cinematică a trapezului de direcţie al autovehiculelor rutiere

Petre Alexandru

Dr. ing. Petre ALEXANDRU — Universitatea din Braşov
Prof. ing. Nicolae MANOLESCU — Institutul politehnic – Bucureşti

Petre Alexandru a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic — Braşov, în 1961. Este doctor inginer (Institutul politehnic, Bucureşti) din 1971. Este şef de lucrări la Universitatea din Braşov, la Catedra mecanisme şi organe de maşini.

Nicolae I. Manolescu este absolvent al Facultăţii de electromecanică din Institutul politehnic-Timişoara, 1931, profesor doctor docent în ştiinţe, profesor consultant la Institutul politehnic ,,Gh. Gheorghiu Dej'' — Bucureşti, membru în Comitetul de redacţie al revistei — IFTOMM ,,Machine and Mechanism Theory'' şi preşedintele Comisiei române pentru teoria maşinilor şi mecanismelor CNIT—IFTOMM (Federaţia internaţională pentru teoria maşinilor şi mecanismelor), al cărui membru fondator este. A scris manuale, şi tratate de teoria mecanismelor şi a maşinilor (1958, 1963 1968, 1972). Este autor a peste 60 de lucrări ştiinţifice de cercetare fundamentală şi aplicativă din domeniul TMM şi transporturilor. A fost preşedintele Comitetului internaţional de organizare şi program al primului simpozion internaţional IFTOMM de mecanisme şi metode de proiectare pe calculator, Bucureşti, 7—13 iunie 1973.

Nicolae I. Manolescu

Mecanismele de direcţie trebuie să asigure dirijarea vehiculului rutier astfel încît toate roţile să ruleze pe traiectorii concentrice :

$$\operatorname{ctg}\theta_e - \operatorname{ctg}\theta i_i = \frac{b}{KL}. \tag{1}$$

De realizarea condiţiei virării corecte (1) depind : micşorarea uzurii pneurilor şi articulaţiilor din sistemul de direcţie, micşorarea eforturilor din barele mecanismului şi a celui depus la volan. Micşorarea sporului de putere carburant cerut de autovehicul în viraj. Este cunoscut că şi cerinţele impuse direcţiei, multiple şi uneori contradictorii, nu pot fi satisfăcute ideal, fiind necesară o sinteză (proiectare cinematică) care să conducă la realizarea unui mecanism de direcţie optim.

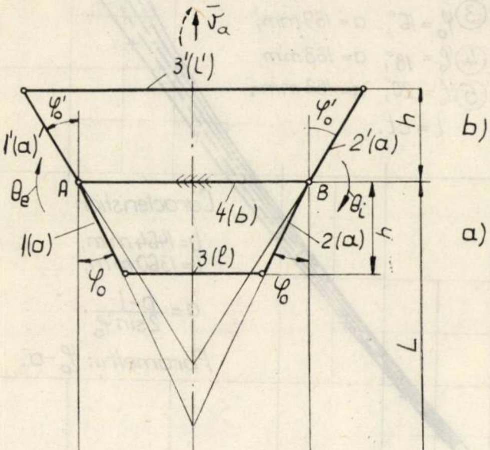


Fig. 1. Schema trapezului de direcţie posterior (a), anterior (b) şi parametrii corespunzători : a—b—1—h— φ_0.

Se cunosc o serie de metode, relaţii şi indicaţii [18] privind (fig. 1) alegerea unghiului φ_0 de înclinare al pîrghiilor de direcţie faţă de axa vehiculului :

— construcţia grafică Causant şi propunerea Kamm [11] :

$$\operatorname{tg}\varphi_0 = b/2L\,; \tag{2}$$

— relaţia Forkel — Hasselgruber [8, 10] :

$$\operatorname{tg}\varphi_0 = b/2\left(\frac{L}{2} \pm h\right); \tag{3}$$

— propunerea Bussien [6] — ca o soluţie de compromis :

$$\operatorname{tg}\varphi_0 = b/2\ (0,5 \pm h)\,; \tag{4}$$

— relaţia Ochner [15] — dedusă pentru mersul rectiliniu :

$$\operatorname{tg}\frac{\varphi_0}{2} = b/2\ (L + 2a). \tag{5}$$

Propunerea (2) — fără justificare matematică — impune realizarea intersecţiei pîrghiilor de direcţie pe osia din spate a vehiculului, pe cînd după relaţiile (3), (5) intersecţia se realizează în faţa osiei. În relaţiile (1)—(5) semnificaţia notaţiilor (fig. 1) este următoarea : θ_e, i_i —

unghiurile de bracare ale roților directoare din exteriorul și interiorul curbei descrise, b — distanța dintre pivoții punții directoare, L — baza vehiculului, a — lungimea pîrghiilor de direcție 1—2, h — înălțimea trapezului de direcție, k — coeficient ce ține seamă de deviația pneurilor.

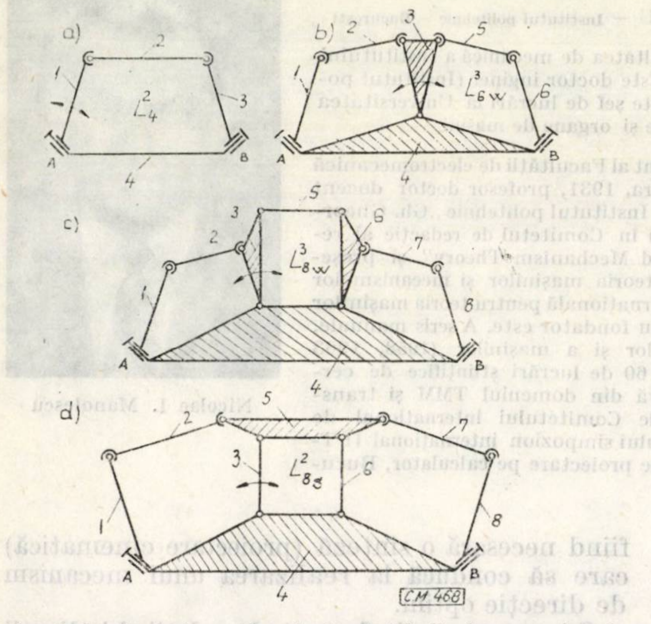


Fig. 2. Lanțuri cinematice de bază folosite la mecanismele de direcție : lanțul patrulater (a), lanțul Watt (b), lanțul Watt-amplificat (c), lanțul Stephenson-amplificat (d).

Deoarece nici una dintre propunerile (2)—(5) nu satisface mulțumitor condiția virării (1), lucrarea de față își propune determinarea parametrilor geometrici optimi ai schemei trapezului de direcție, ținînd seamă de legea de transmitere a mecanismului. În același timp, lucrarea este o continuare firească a publicațiilor autorilor [1, 2, 13] în care s-a efectuat studiul cinematic analitic al mecanismelor de direcție uzuale : trapez de direcție (lanț cinematic patrulater L_4^2—fig. 2a), patrulater de direcție cu două bare transversale (lanț cinematic Watt L_{6w}^3 —fig. 2 b), mecanism de direcție cu trei bare transversale (lanț cinematic Watt — amplificat L_{8w}^3 și Spethenson — amplificat L_{8s}^2, fig. 2c-d).

1. *Sinteza numerico-analitică*

Parametrii caracteristici mecanismului realspațial rezultă din cerințele constructive ale punții din față a vehiculului, ei neputînd fi folosiți ca parametri variabili, astfel încît, pentru sinteza cinematică, trapezul de direcție se poate considera mecanism plan. Intre cei trei parametri rămași (φ_0, a, l, fig. 1) existînd o legătură ($l = b \pm 2a \sin \varphi_0$), rezultă că rămîn disponibili pentru sinteză doar doi parametri.

În [13] s-a dedus legea de transmitere a trapezului sub forma

$$\cos(\varphi_0 + \theta_i) = [A \cdot B + C\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}]/(B^2 + C^2)' \qquad (6)$$

unde coeficienții A, B, C au expresiile :

$$\text{fig. 1a} \rightarrow A = -b \sin(\varphi_0 - \theta_e)/a + 1 + (b^2 - l^2)/2a^2;\ B = -\cos(\varphi_0 - \theta_e);$$
$$C = \sin(\varphi_0 - \theta_e) - b/a; \qquad (7)$$

$$\text{fig. 1b} \rightarrow A = b \sin(\varphi_0 - \theta_e)/a + 1 + (b^2 - l^2)/2a^2;$$
$$B = -\cos(\varphi_0 - \theta_e);\ C = \sin(\varphi_0 - \theta_e) + b/a. \qquad (8)$$

Bazat pe aceste relații, sinteza trapezului de direcție se concepe sub forma a două faze : sinteza numerico-analitică și sinteza analitică.

În cadrul *sintezei numerico-analitice* se fac o serie de calcule numerice, prin programare pe calculator (OLIVETTI — Programma 101), pentru a preciza influența fiecărui parametru sau a unor grupuri de parametri asupra legii de transmitere. Grupurile de parametri φ_0—a (l = ct), φ_0—l (a = ct) și φ_0—a—l (h = ct), în cadrul a cinci variante de calcul, s-au modificat în jurul valorilor corespunzătoare trapezului de direcție al autocamionului Carpați. Valorile parametrilor sînt indicate în figurile 3—10, iar rezultatele calculului sînt concretizate în anexele I—VIII, pe baza cărora s-au trasat

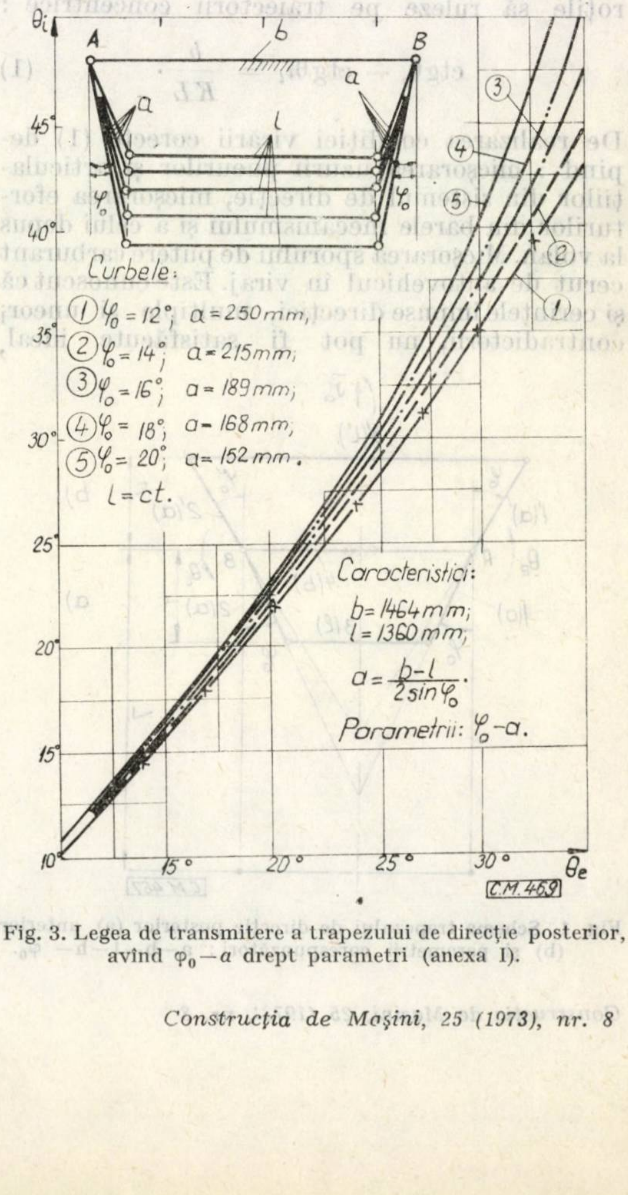


Fig. 3. Legea de transmitere a trapezului de direcție posterior, avînd $\varphi_0 - a$ drept parametri (anexa I).

diagramele $\theta_i = f\ (\theta_e)$. Programul de calcul este următorul :

$$AV\,;\ S\,;\ B\uparrow\left[\frac{b}{a}\right];\ S\,;\ C\uparrow\left[1+\frac{b^2-l^2}{2a^2}\right];\ AW\,;S\,;$$

$$D\uparrow\ [\sin\ (\varphi_0-\theta_e\ )];\ S\,;\ E\uparrow\ [\cos\ (\varphi_0-\theta_e)];\ B\downarrow\,;$$

$$DX\,;\ C-\,;\ B/\updownarrow\,;\ D\downarrow\,;\ B-\,;\ D\updownarrow\,;\ B/\downarrow\,;\ EX\,;$$

$$C/\updownarrow\,;\ E\downarrow\,;\ AX\,;\ E\updownarrow\,;\ B/\downarrow\,;\ AX\,;\ B/\updownarrow\,;\ D\downarrow\,;$$

$$AX\,;\ E+\,;\ D/\updownarrow\,;D/\downarrow\,;\ B/-\,;\ AV\,;\ DX\,;\ C/+\,;$$

$$D/:\,;A\diamond\,;\,/\diamond\,;W\,;\ V.$$

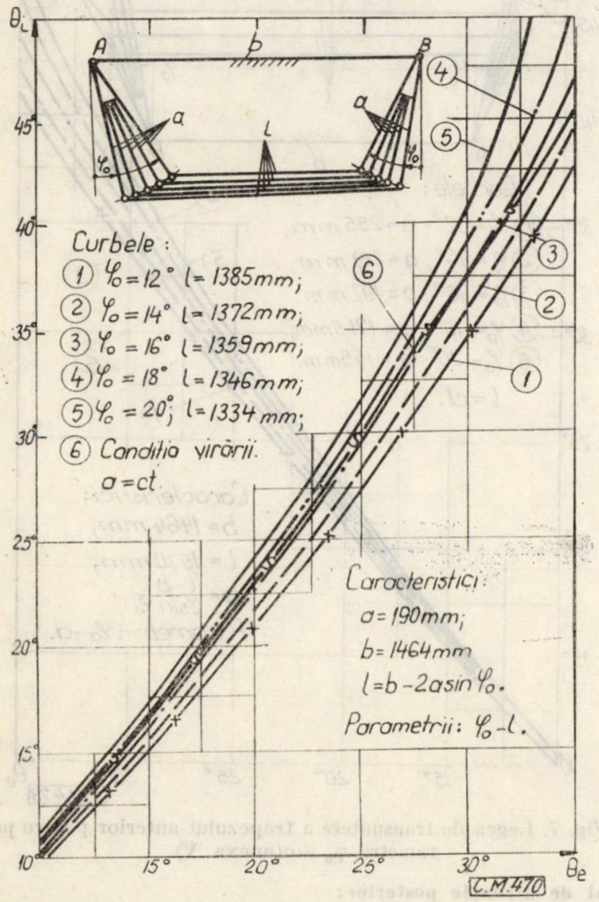


Fig. 4. Legea de transmitere a trapezului de direcţie posterior, avînd φ_0-l drept parametri (anexa II).

Pentru trapezul de direcţie posterior osiei directoare (fig. 1a, anexele I—IV, fig. 3—6) rezultă concluziile de mai jos.

Varierea grupului de parametri φ_0-a (l = ct, fig. 3, anexa I) provoacă modificarea sensibilă a legii de transmitere.

Varierea grupului de parametri φ_0-l (a =ct, fig. 4, anexa II) conduce la modificări sensibile ale legii de transmitere. Diagramele sînt mai dispersate decît în cazul precedent, în timp ce construcţia trapezului rămîne mai compactă, ceea ce este evident mai avantajos.

Varierea grupului de parametri $a-l$ (φ_0 = ct, fig. 5, anexa III) nu produce modificări sesizabile ale legii de mişcare.

Varierea grupului de parametri $\varphi_0-a-l(h$=ct fig. 6, anexa IV) atrage după sine modificări ale legii de mişcare cam de acelaşi ordin ca în cazul grupurilor φ_0-a şi φ_0-l, construcţia trapezului fiind mai puţin avantajoasă decît în cazul grupului φ_0-a.

Astfel, pentru ameliorarea legii de transmitere (6), în vederea suprapunerii cu condiţia virării corecte (1), este indicat să se acţioneze asupra grupurilor de parametri φ_0-a sau φ_0-l, grupul $a-l$ neavînd influenţă. Analiza comparativă a diagramelor din figurile 3—6 conduce acum la concluzii definitorii pentru sinteza trapezului de direcţie :

— parametrul principal, care influenţează legea de transmitere, este unghiul φ_0 (parametrii $a-l$ sînt secundari, neinfluenţînd legea de mişcare) ;

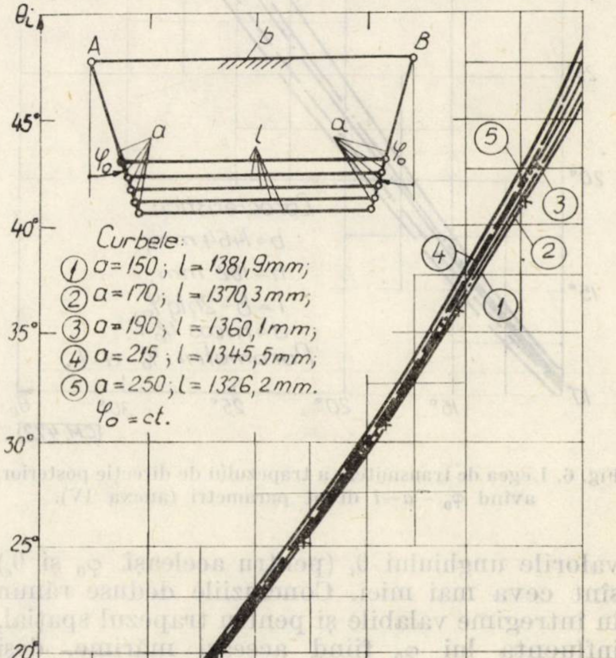


Fig. 5. Legea de transmitere a trapezului de direcţie posterior, avînd $a-e$ drept parametri (anexa III).

— modificarea parametrului φ_0 este indicat să fie însoţită de modificarea parametrului l (menţinînd a = ct), concluzia fiind cunoscută constructorilor din experienţă.

Pentru trapezul de direcţie *anterior* osiei directoare (fig. 1b), anexele V—VIII, (fig. 7—10) se deduc aceleaşi concluzii. Faţă de trapezul posterior, este util de observat că legile de mişcare sînt mai puţin dispersate, iar valorile unghiului θ_i (pentru aceleaşi φ_0 şi θ_e) sînt ceva mai mici. Concluziile deduse rămîn în întregime valabile şi pentru trapezul spaţial, influenţa lui φ_0 fiind aceeaşi mărime, deşi legile de transmitere [13] pot fi diferite (pentru anumite date concrete).

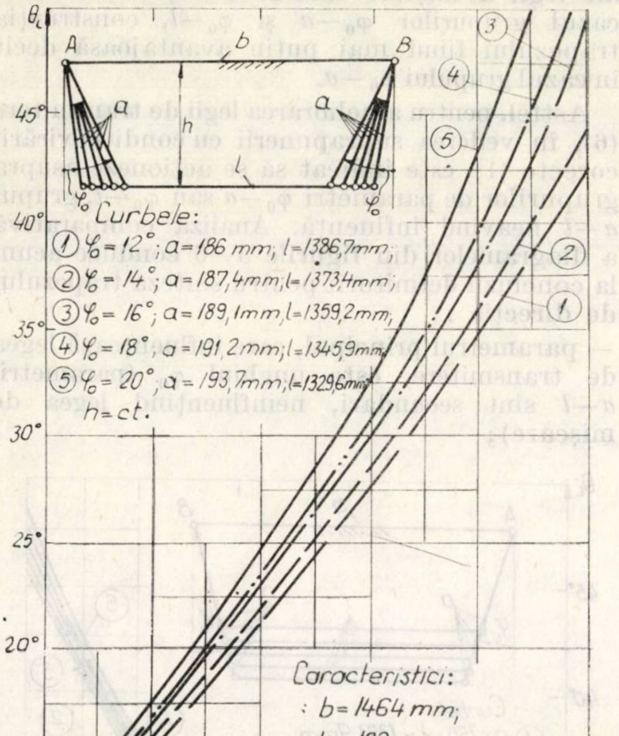


Fig. 6. Legea de transmitere a trapezului de direcţie posterior, avînd φ_0 $-a-l$ drept parametri (anexa IV).

2. Sinteza analitică

În teoria mecanismelor se cunosc o serie de metode grafice [4, 14] şi analitice [7, 9] pentru mecanismele patrulatere spaţiale [12, 16, 17, 19]. Numărul condiţiilor ce pot fi impuse în cadrul sintezei fiind egal cu numărul parametrilor independenţi ai mecanismului, pentru trapezul de direcţie se poate impune doar o singură condiţie (corespunzătoare unghiului φ_0) :

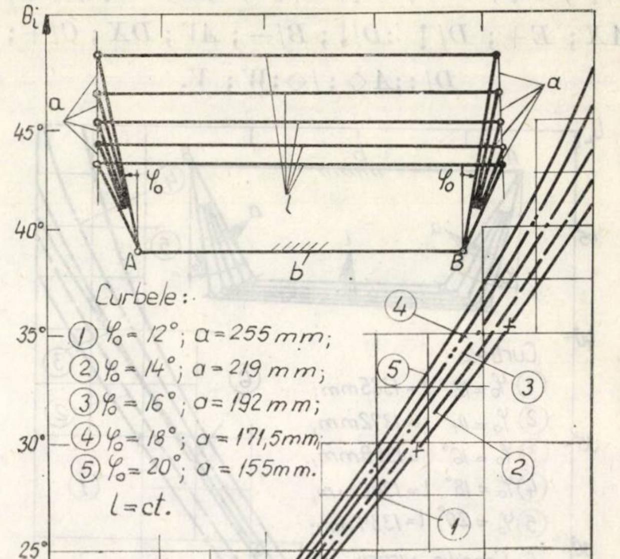


Fig. 7. Legea de transmitere a trapezului anterior pentru parametrii φ_0 $-a$(anexa V).

Rezultatele calculului trapezului de direcţie posterior:

θ_e°	θ_i° (Anexa I, $\varphi_0 - a$ parametri)					θ_i° (Anexa II, $\varphi_0 - l$ parametri)				
0°	0°(φ_0=12°)	0°(φ_0=14°)	0°(φ_0=16°)	0°(φ_0=18°)	0°(φ_0=20°)	0°(φ_0=12°)	0°(φ_0=14°)	0°(φ_0=16°)	0°(φ_0=18°)	0°(φ_0=20°)
5°	5° 5′	5° 6′	5° 6′	5°12′	5°15′	5° 5′	5° 8′	5°10″	5° 6′	5°18′
10°	10°27′	10°30′	10°32′	11°04′	11°10′	10° 5′	10° 5′	10°10″	10°40′	11°
15°	15°58′	16°22′	16°28′	16°39′	16°48′	16° 4′	16° 5′	16°10″	16°40′	16°50′
20°	21°53′	22°18′	22°22′	23° 7′	23°22′	21°45′	22°15′	22°30″	23°18′	23°35′
25°	28°21′	29° 2′	29°28′	30°22′	31°10′	28° 6′	28°50′	29°	30°20′	31°20′
30°	35° 2′	35°22′	37°26′	38°59′	40°40′	34°50′	36°	37°	39°10′	41°20′
35°	42°47′	44°51′	47°17′	58°58′	56°50′	42°30′	44°37′	47°	51°20′	—

$\overset{\circ}{\theta}_e$	$\overset{\circ}{\theta}_i$ (Anexa III, $a-l$ parametri)					$\overset{\circ}{\theta}_i$ (Anexa IV, φ_0-a-l parametri)				
0°	0°($a=$ =150mm)	0°($a=$ =170mm)	0°($a=$ =190mm)	0°($a=$ =215mm)	0°($a=$ =250mm)	0°($\varphi_0=12°$	0°($\varphi_0=14°$	0°($\varphi_0=16°$)	0°($\varphi_0=18°$)	0°($\varphi_0=20°$)
5°	5°04′	5°05′	5°05′	5°07′	5°08′	5°05′	5°05′	5°05′	5°05′	5°10′
10°	10°30′	10°31′	10°32′	10°34′	10°36′	10°25′	10°30′	10°33′	10°40′	10°45′
15°	16°20′	16°21′	16°21′	16°22′	16°24′	16° 5′	16°10′	16°25′	16°35′	16°50′
20°	22°30′	22°33′	22°35′	22°38′	22°40′	21°50′	22°15′	22°40′	23°05′	23°35′
25°	29°20′	29°24′	29°30′	29°38′	29°45′	28°05′	28°45′	29°30′	30°20′	31°25′
30°	31° 6′	37°15′	37°24′	37°32′	37°40′	35°50′	36°05′	37°20′	39°05′	41°10′
35°	46°43′	47°00′	47°30′	47°40′	47°10′	42°30′	44°35′	47°20′	51°30′	60′40°

Rezultatele calculului trapezului de direcţie anterior:

$\overset{\circ}{\theta}_e$	$\overset{\circ}{\theta}_i$ (Anexa V, φ_0-a parametri)					$\overset{\circ}{\theta}_i$ Anexa VI, φ_0-l parametri)				
0°	0_0($\varphi°=$ =12°)	0°($\varphi_0=$ =14°)	0°($\varphi_0=$ =16°)	0°($\varphi_0=$ =18°)	0°($\varphi_0=$ =20°)	0°($\varphi_0=$ =12°)	0°($\varphi_0=$ =14°)	0°($\varphi_0=16°$)	0°($\varphi_0=18°$)	0°($\varphi_0=20°$)
5°	5°10′	5°10′	5°10′	5°10′	5°10′	5° 5′	5° 5′	5° 5′	5° 5′	5°15′
10°	10°30′	10°30′	10°30′	10°30′	10°30′	10°20′	10°25′	10°30′	10°30′	10°40′
15°	16°	16°15′	16°15′	16°20′	16°30′	15°50′	16°	16°10′	16°15′	16°35′
20°	21°45′	21°50′	22°15′	22°30′	22°45′	21°40′	21°55′	22°10′	22°25′	22°50′
25°	27°40′	28°20′	28°40′	29°15′	29°40′	27°40′	28°20′	28°40′	29°10′	30°
30°	34°10′	35°10′	35°50′	36°50′	37°45°	39°10′	35°10′	35°45′	36°40′	37°55′
35°	41°10′	42°20′	43°55′	45°40′	47°20′	41°10′	42°30′	43°50′	45°20′	47°40′

$\overset{\circ}{\theta}_e$	$\overset{\circ}{\theta}_i$ (Anexa VII, $a-l$ parametri)					$\overset{\circ}{\theta}_i$ (Anexa VIII, φ_0-a-l parametri)				
0°	0°($a=$ =155mm)	0°($a=$ =170mm)	0°($a=$ =190mm)	0°($a=$ =220mm)	0°($a=$ =225mm)	0°($\varphi_0=$ =14°)	0°($\varphi_0=$ =16°)	0°($\varphi_0=16°$)	0°($\varphi_0=18°$)	0°($\varphi_0=20°$)
5°	5°07′	5°07′	5°07′	5°07′	5°07′	5° 5′	5°10′	5°10′	5°10′	5°10′
10°	10°30′	10°30′	10°30′	10°29′	10°29′	10°20′	10°25′	10°30′	10°35′	10°40′
15°	16°10′	16°10′	16°10′	16°09′	16°08′	15°50′	16°15′	16°10′	16°20′	16°30′
20°	22°13′	22°19′	22°11′	22°10′	22°08′	21°40′	21°55′	22°10′	22°30′	22°50′
25°	28°43′	28°42′	28°40′	28°37′	28°33′	27°40′	28°20′	28°40′	29°10	29°45
30°	35°54′	35°51′	35°47′	35°41′	35°35′	34° 5	35°10′	35°45′	36°40′	37°45′
35°	44° 5′	43°59′	43°52′	43°42′	43°30′	41°10′	42°30′	43°50′	45°30′	47°20′

intersecţia între legea de transmitere (6) — $\theta_i = f_1\ (\theta_e)$ şi (1) — $\theta_{it} = f_2\ (\theta_e)$ într-un singur punct (al doilea parametru *a* neavînd practic influenţă).

Pentru ca legea (6) să nu se îndepărteze de condiţia (1) trebuie întîi ca eroarea de direcţie $\Delta\theta_i = \theta_i - \theta^{it}$ să fie negativă (la θ_e mici) şi mai apoi pozitivă (la θ_e mari). O eroare mică negativă (înaintea punctului de intersecţie, fig. 4) poate atrage după sine o eroare pozitivă mare şi invers. Alegerea punctului de intersecţie $\overset{\circ}{\theta}_e$ al celor două legi are astfel importanţă, trebuind un compromis, deoarece nu se pot asigura erori reduse în tot domeniul unghiurilor de bracare. Compromisul optim nu se lasă în general definit exact [5], trebuind să se ţină seamă şi de tipul şi destinaţia autovehiculului, de drumul pe care urmează să circule în mod curent.

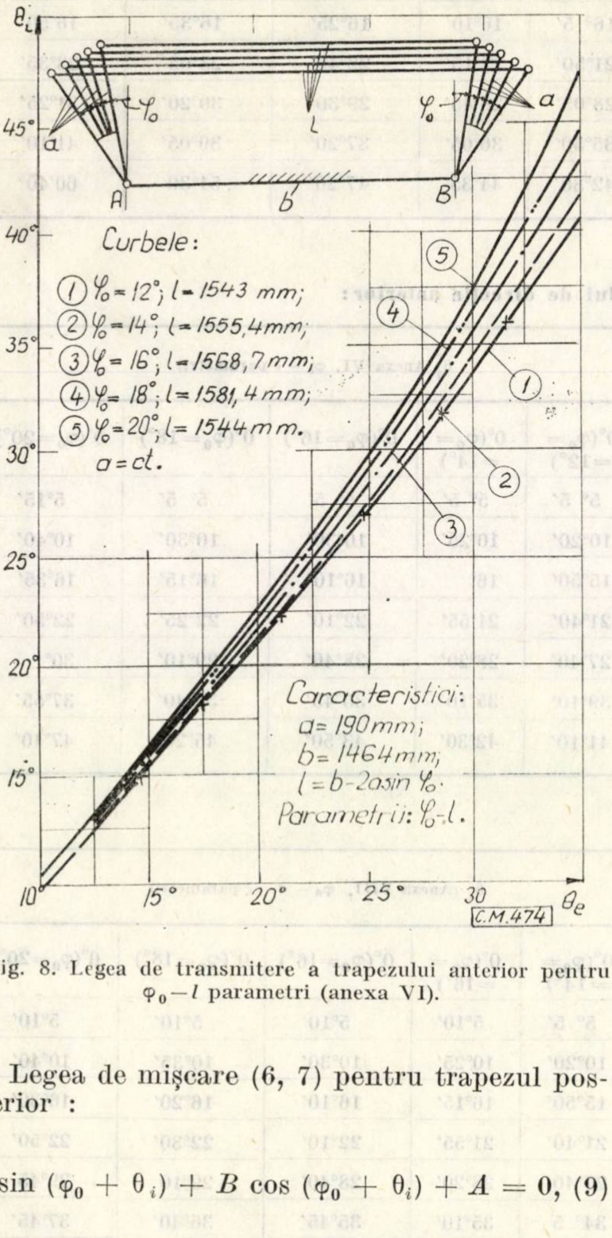


Fig. 8. Legea de transmitere a trapezului anterior pentru $\varphi_0 - l$ parametri (anexa VI).

Legea de mişcare (6, 7) pentru trapezul posterior :

$$C\sin(\varphi_0 + \theta_i) + B\cos(\varphi_0 + \theta_i) + A = 0, \quad (9)$$

$$\left[\sin(\varphi_0 - \theta_e) - \frac{b}{a}\right]\sin(\varphi_0 + \theta_i) -$$

$$-\cos(\varphi_0 - \theta_e)\cos(\varphi_0 + \theta_i) - 2\sin^2\varphi_0 +$$

$$+ 2\frac{b}{a}\sin\varphi_0 + 1 - \frac{b}{a}\sin(\varphi_0 - \theta_e) = 0 \quad (10)$$

se poate explicita în funcţie de nouă cunoscută, parametrul φ_0 :

$$\sin 2\varphi_0 \sin(\theta_i - \theta_e) - \cos 2\varphi_0 \cos(\theta_i - \theta_e) -$$

$$-\sin\varphi_0 \frac{b}{a}(\cos\theta_i + \cos\theta_e - 2) -$$

$$-\cos\varphi_0 \frac{b}{a}(\sin\theta_i - \sin\theta_e) - 2\sin^2\varphi_0 + 1 = 0. \quad (11)$$

Ordonînd după puterile lui sin φ_0, neglijînd termenii de grad superior lui doi ($\varphi_0 < 20-25°$) ecuaţia (11) ia forma (12), avînd soluţia (13) :

$$D\sin^2\varphi_0 + E\sin\varphi_0 + F = 0, \quad (12)$$

$$\sin\varphi_0 = (-E + \sqrt{E^2 - 4DF})/2D. \quad (13)$$

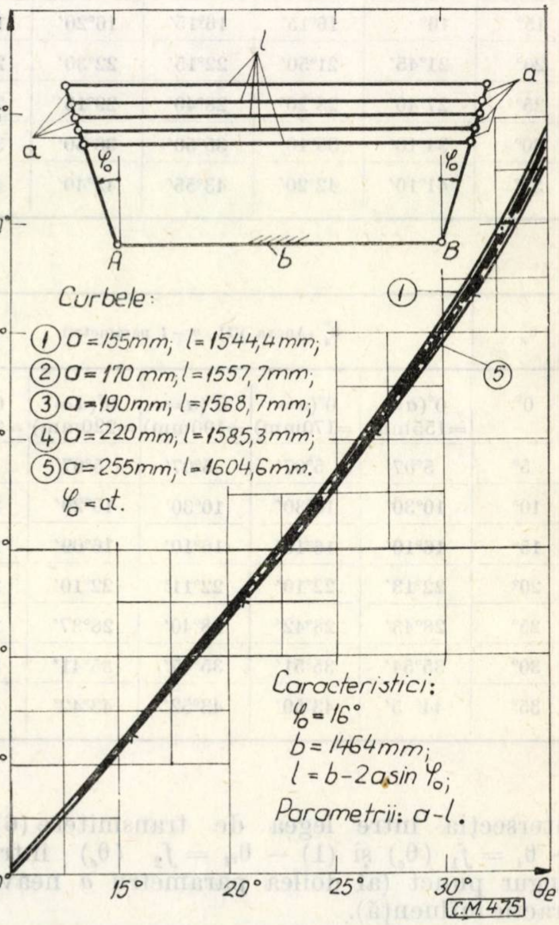


Fig. 9. Legea de transmitere a trapezului anterior pentru parametrii $a-l$ (anexa VII).

În relaţiile (12, 13) coeficienţii sînt daţi de expresiile :

$$\left.\begin{aligned}D &=2 \cos (\theta_{i_t}-\theta_e^{\circ})+\frac{b}{2a}(\sin \theta i_t-\sin \theta_e^{\circ})-2\\ E &= 2 \sin (\theta_{i_t}-\theta_e^{\circ})+\frac{b}{a}(2-\cos \theta i_t-\cos \theta_e^{\circ})\\ F &=1-\frac{b}{a}(\sin \theta_{i_t}-\sin \theta_e^{\circ})-\cos (\theta_{i_t}^{\circ}-\theta_e^{\circ})\end{aligned}\right\} \tag{14}$$

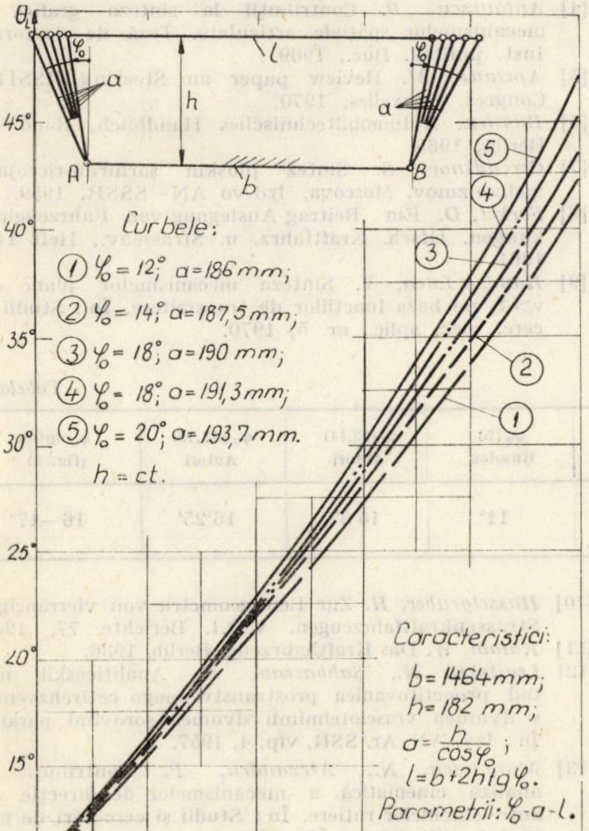


Fig. 10. Legea de transmitere a trapezului anterior pentru φ_0-a-l parametri (anexa VIII).

În expresiile (14) s-a introdus θ_e° corespunzător punctului de intersecţie ($\theta_{it}=25-35°$) al ecuaţiilor (1) şi (9), iar θ_{it} se deduce din condiţia virării corecte (1). Relaţia (13) permite determinarea valorii optime a unghiului φ_0, compromisul constînd acum doar în alegerea punctului de intersecţie θ_e°, soluţia optimă fiind uşor însă previzibilă încă de la prima variantă de calcul (raportul a/b alegîndu-se constructiv $a/b = 0{,}14-0{,}18$ [3]).

Pentru trapezul *anterior*, ecuaţia (6, 8) se aduce tot la formele (12, 13) în care :

$$\left.\begin{aligned}D &= 2 \cos (\theta_{i_t}-\theta_e^{\circ})-\frac{b}{2a}(\sin\theta_{i_t}-\sin \theta_e^{\circ})-2\\ E &= 2 \sin (\theta_{i_t}-\theta_e^{\circ})-\frac{b}{a}(2-\cos \theta_{i_t}-\cos\theta_e^{\circ})\\ F &= 1+\frac{b}{a}(\sin \theta_{i_t}-\sin \theta_e^{\circ})-\cos (\theta_{i_t}-\theta_e^{\circ})\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

În cazul în care trapezul de direcţie nu este dispus la nivelul osiei directoare, ci mai sus sau mai jos cu cantitatea *S*, mecanismul trebuie tratat ca fiind *spaţial*, baza b devenind $b_s = b \pm 2s\,tg\,\delta_0$, unde δ_0 este unghiul de înclinare laterală al pivotului. Coeficienţii ecuaţiei de mişcare [13] devin, respectiv :

$$\text{fig. 1a} \rightarrow A=1+(b_s^2-l^2)/2a^2-b_s \sin (\varphi_{0s}-\theta_e) \cos \delta_0/a;$$

$$C = \sin (\varphi_{0s}-\theta_e) \cos 2\delta_0+b_s \cos \delta_0/a; \tag{16}$$

$$\text{fig. 2a} \rightarrow A = 1+(b_s^2-l^2)/2a^2+b_s \sin (\varphi_{0s}-\theta_e) \cos \delta_0/a;$$

$$C = \sin (\varphi_{0s}-\theta_e) \cos 2\,\delta_0+b_s \cos \delta_0/a \tag{17}$$

Introducînd în ecuaţia de mişcare (9) şi explicitînd în funcţie de unghiul φ_0, se ajunge la ecuaţiile (12), (13), în care coeficienţii D, E, F vor fi daţi de expresiile (18) — pentru trapez posterior şi (19) — pentru trapez anterior (s-a înlocuit $l = b \pm 2$ a $\sin \varphi_0$) :

$$\left.\begin{aligned}D &= \cos (\theta_{it}-\theta_e^{\circ})(1+\cos 2\delta_0)+\\ &\quad+\frac{b_s}{2a}\cos \delta_0 (\sin \theta_{it}-\sin \theta_e^{\circ})-2^{\circ}\\ E &= \sin (\theta_{it}-\theta_e^{\circ})(1+\cos 2\delta_0)+\frac{b_s}{a}(2-\\ &\quad-\cos \theta_{it}-\cos \theta_e^{\circ})\cos \delta_0\\ F &= 1-\frac{b_s}{a}(\sin \theta_{it}-\sin \theta_e^{\circ})\cos \delta_0-\\ &\quad-(\cos \theta_{it}\cos \theta_e^{\circ}+\cos 2\delta_0 \sin \theta_e^{\circ} \sin \theta_{it})\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

$$\left.\begin{aligned}
D &= \cos(\theta_{i_t} - \theta_e^{\circ})(1 + \cos 2\delta_0) - \\
&- \frac{b_s}{2a}\cos\delta_0(\sin\theta_{i_t} - \sin\theta_e^{\circ}) - 2 \\
E &= \sin(\theta_{i_t} - \theta_e^{\circ})(1 + \cos 2\delta_0) - \\
&- \frac{b_s}{a}(2 - \cos\theta_{i_t} - \cos\theta_e^{\circ})\cos\delta_0 \\
F &= 1 + \frac{b_s}{a}(\sin\theta_{i_t} - \sin\theta_e^{\circ})\cos\delta_0 - \\
&-(\cos\theta_{i_t}\cos\theta_e^{\circ} + \cos 2\delta_0 \sin\theta_e^{\circ}\sin\theta_{i_t})
\end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Pentru $\delta_0 = 0$ relaţiile (18), (19) iau forma(14), (15) corespunzătoare trapezului plan. Pentru $\delta_0 \neq 0$ şi $S = 0$ (trapez la nivelul osiei) relaţiile (18), (19) îşi păstrează forma cu deosebire că $b_s = b$, acest trapez putîndu-se trata ca un mecanism plan, eroarea fiind neglijabilă. Pentru a evidenţia clar avantajul relaţiilor deduse aici în comparaţie cu propunerile (2)—(5) se efectuează *calculul numeric* pentru $b/a = 7{,}7$ şi $b/L = 0{,}43$ (camion Carpaţi). Rezultatele calculului sînt trecute în tabela 1. Analiza rezultatelor calculului conduce la concluzii edificatoare :

— unghiul φ_0 obţinut prin folosirea relaţiilor (2), (5) este prea mic, valorile fiind mulţumitoare doar pentru vehicule scurte ;

— unghiul φ_0 obţinut prin folosirea relaţiilor (3), (4) este prea mare, valorile fiind mulţumitoare doar pentru vehiculele ce circulă timp îndelungat pe autostrăzi cu curburi puţine şi mari ;

— unghiul φ_0 obţinut prin relaţiile autorilor (13)—(19) este de valoare optimă (dedusă prin sinteza numerico-analitică).

În concluzie, utilizarea relaţiilor finale (13, 14—15—17—19) simplifică munca de proiectare, înlăturînd empirismul şi asigurînd soluţia optimă.

Relaţiile de calcul obţinute aici, deşi formal mai complicate decît alte propuneri, conduc mult mai repede şi mai precis la realizarea schemei optime a trapezului de direcţie.

Lungimea pîrghiei de direcţie, fiind un parametru secundar, se alege constructiv $a = (0{,}14—0{,}18)$ b.

Tabela 1

θ_e^0	θ_{i_t}	φ_0 (2) Kamm	φ_0 (3) Forkel	φ_0 (4) Ochner	φ_0 (5) Bussien	φ_0 (13,14) Autori	φ_0 (13,18) Autori	φ_0 optim (fig. 4)
30°	37°30′	12°	21°	22°	11°	16°5′	16°25′	16—17°

Punctul de intersectare θ_e° a condiţiei virării cu legea de transmitere se poate alege arbitrar în limitele $\theta_e^{\circ} = 25—35°$.

Stabilirea parametrilor principali ai trapezului ca şi relaţiile deduse pentru determinarea lor vor fi de un real ajutor constructorilor de autovehicule rutiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexandru, P.* Studiul cinematic al mecanismului de direcţie cu două bare transversale. În : Construcţia de maşini, nr. 9, 1971.

[2] *Alexandru, P.* Studiul cinematic al mecanismelor de direcţie cu trei bare transversale şi al celor cu cremalieră. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 2, 1972.

[3] *Anilovici, E.* Construirovanie i rasciot selscohozeai-stvennîh tractorov. Moscova, 1966.

[4] *Antonescu, P.* Contribuţii la sinteza grafică a mecanismelor spaţiale articulate. Teză de doctorat, Inst. politeh. Buc., 1969.

[5] *Apetaur, M.* Review paper an Steering-FISSITA Congres, Bruxelles, 1970.

[6] *Bussien.* Automobiltechnisches Handbuch, Band II, Berlin, 1965.

[7] *Cercudinov, S.* Sintez ploskih şarnirno-riceajnîh mehanizmov. Moscova, Izd-vo AN—SSSR, 1959.

[8] *Forkel, D.* Ein Beitrag Auslegung von Fahrzeuglenkungen. Dtsch. Kraftfahrz. u. Strassenv., Heft 145, 1961.

[9] *Handra-Luca, V.* Sinteza mecanismelor plane cu ν>1, pe baza funcţiilor de transmitere. În : Studii şi cerc. mec. aplic., nr. 5, 1970.

[10] *Hasselgruber, H.* Zur Lenkgeometrie von vierrädrigen Strassenkraftfahrzeugen. V.D.I. Berichte 77, 1964.

[11] *Kamm, W.* Das Krafthahrzeug. Berlin, 1936.

[12] *Levitski, N., Şahbazean, K.* Analiticeskii metod proectirovaniea prostranstvennogo cetîrehzvenica s dvumea vrasciotehnîmii dvumea şorovîmi parami. În : Izv. AN. Ar. SSR, vîp. 4, 1957.

[13] *Manolescu, N., Alexandru, P.* Contribuţii la analiza cinematică a mecanismelor de direcţie ale autovehiculelor rutiere. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1971.

[14] *Maroş, D.* ş.a. Curs de teoria mecanismelor şi maşinilor. Cluj, 1966.

[15] *Ochner, P.* Der Einfluss von Nachlauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschenkellenkungen. D.K.S., H. 123, 1959.

[16] *Poluhin, V.* Sintez odno vida prostranstvennogo şarnirnogo cetîrehzvenica. În : Tehnolog legcoi promişl., nr. 1, 1966.

[17] *Şahbazian, K.* Analiticeskii metod proectirovaniea prostranstvennogo mehanizma. Mehanika maşin, vîp. 3—4, 1966.

[18] *Schlaefke, K.* Grundlagen für den Entwarf von Achsschenkel-Lenkungen. În : V.D.I, Z., 79, nr. 50, 1935.

[19] *Tavhelidze, S.* C voprosu sinteza i kinematiki prostranstvenih cetîrehzvennîh mehanizmî s nizşimi parami. Moscova, Gostehizdat, 1960.

* * *

CZ : 621.981.635

Raza de îndoire a semifabricatului la mașinile de roluit tablă sau profile cu trei cilindri

Ing. Sina CATRINA — Intreprinderea INOX – București
Ing. Dumitru CATRINA — Institutul politehnic – București

Pentru confecționarea unor cilindri cu rază mare din tablă, se folosește mașina de roluit*) (fig. 1) la care tabla debitată la lungimea desfășuratei cilindrului dorit, trecînd printre cilindrii care se rotesc, este curbată; micșorînd distanța dintre cilindrii inferiori și cel superior, la fiecare nouă trecere a tablei (într-un sens și apoi în celălalt cu viteze tangențiale de (3...8) m/min.) se ajunge, după un număr de treceri succesive, la raza dorită (fig. 2).

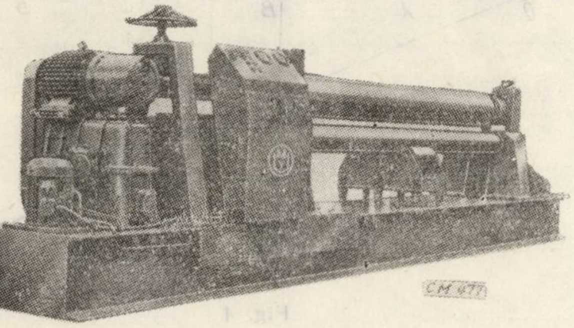


Fig. 1

Problema pe care ne propunem să o rezolvăm în cadrul prezentului articol este aceea de a determina raza cilindrului după care se înfășoară tabla, în funcție de razele cilindrilor de îndoire, de distanțele între axele lor, de grosimea materialului îndoit, precum și influența variației distanței dintre axele cilindrilor inferiori și axa cilindrului superior, asupra razei de curbură a materialului îndoit; toate acestea, pentru a oferi proiectantului, date utile privind alegerea diametrelor cilindrilor de îndoire și a distanțelor între axele lor, la mașinile de roluit cu trei axe în construcție simetrică.

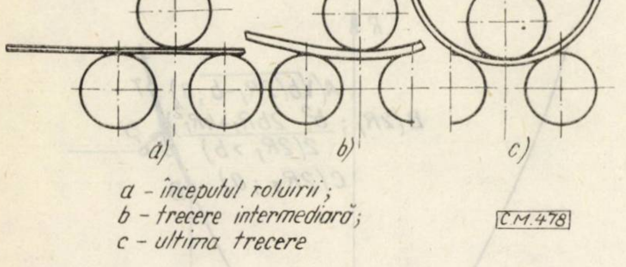


Fig. 2

Pentru aceasta, vom nota (fig. 3) cu:

— R_1, razele celor doi cilindri de îndoire inferiori;

— R_2, raza cilindrului superior;

— g, grosimea materialului;

$2a$, distanța pe orizontală între axele cilindrilor inferiori;

— b, distanța pe verticală între axele cilindrilor inferiori și axa cilindrului superior;

— R, raza interioară de îndoire a semifabricatului.

Alegînd un sistem de axe de coordonate xOy ca în figura 3, vom scrie ecuațiile pentru:

— cercul C_1 :

$$(x - a)^2 + y^2 = R_1^2 \tag{1}$$

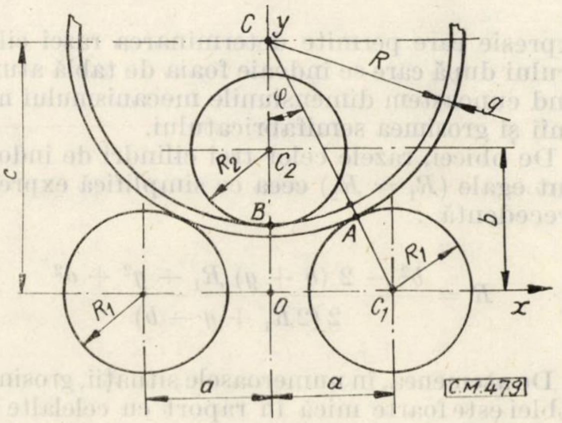


Fig. 3

— cercul C_2 :

$$x^2 + (y - b)^2 = R_2^2 \tag{2}$$

— cercul C :

$$x^2 + (y - c)^2 = R^2 \tag{3}$$

c fiind ordonata centrului cercului după care se îndoaie semifabricatul. Presupunînd cunoscute elementele geometrice ale mașinii, necunoscutele care apar în aceste ecuații sînt ordonata centrului și raza cercului după care se curbează semifabricatul. Pentru a le determina, vom scrie că cercul C este tangent cercului C_1 în punctul A, şi deci (din triunghiul OCC_1) :

---

* Uzual se se construiesc asemenea mașini pentru lățimi de tablă de (1250—400) mm și grosimi de (1,6 ... 63) mm.

$$a^2 + c^2 = (R + R_1 + g)^2 \qquad (4)$$

şi tangent de asemenea cercului C_2 în punctul B, deci coordonatele punctului B $(0,\ b-R_2)$ verifică ecuaţia cercului C :

$$(b - R_2 - c)^2 = R^2 \qquad (5)$$

din care rezultă că :

$$R = \pm\,(b - R_2 - c) \qquad (6)$$

Cum de obicei raza semifabricatului este mult mai mare decît razele cilindrilor de îndoire şi decît distanţele între axele acestora, obţinem :

$$R = c + R_2 - b \qquad (6')$$

Sistemul format din ecuaţiile (5) şi (6′) are două necunoscute, c şi R ; efectuînd calculele, se găseşte că ;

$$R = \frac{(R_2 - b)^2 + a^2 - (R_1 + g)^2}{2\,(R_1 + R_2 + g - b)} \qquad (7)$$

expresie care permite determinarea razei cilindrului după care se îndoaie foaia de tablă atunci cînd cunoaştem dimensiunile mecanismului maşinii şi grosimea semifabricatului.

De obicei, razele celor trei cilindri de îndoire sînt egale ($R_1 = R_2$) ceea ce simplifică expresia precedentă :

$$R = \frac{b^2 - 2\,(b + g)\,R_1 - g^2 + a^2}{2\,(2R_1 + g - b)} \qquad (8)$$

De asemenea, în numeroasele situaţii, grosimea tablei este foarte mică în raport cu celelalte dimensiuni, prin urmare :

$$R = \frac{b^2 - 2bR_1 + a^2}{2\,(2R_1 - b)} \qquad (9)$$

Expresia obţinută permite analiza modului în care variază raza de îndoire a semifabricatului, funcţie de parametrii geometrici ai mecanismului şi de modul în care se face reglarea maşinii, obţinînd concluzii şi relaţii de calcul extrem de utile proiectantului.

1. În figura 4 este reprezentată variaţia razei R în funcţie de distanţa b pe verticală dintre axele rolelor, mărime reglabilă (de exemplu prin intermediul mecanismului şurub-piuliţă) pentru unele tipuri de maşină.

Din această figură trebuie reţinută numai zona b $[0, 2\,R_1]$ deoarece mărirea lui b peste această limită nu conduce la îndoirea foii de tablă. Se constată că atunci cînd $b \in [0,\ R_1]$ variaţia lui b conduce la variaţii mici ale razei de îndoire a semifabricatului, mult mai importantă fiind din acest punct de vedere zona $b \ni (R_1,\ 2R_1)$ în care variaţii mici ale lui b conduc la variaţii foarte importante ale razei R, întrucît panta curbei :

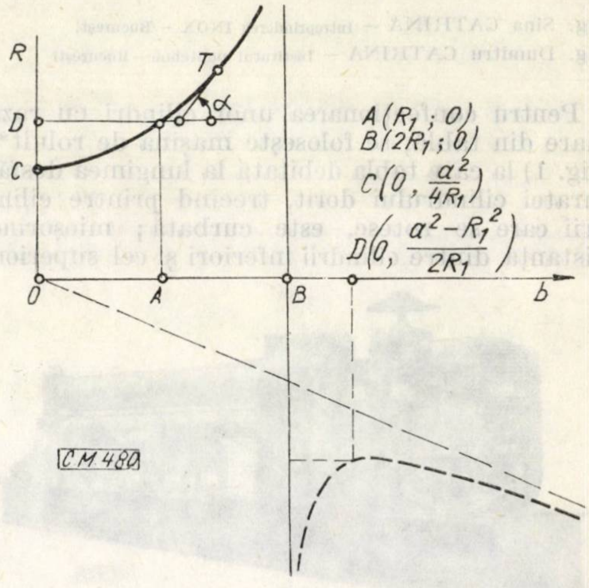


Fig. 4

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{dR}{db} = \frac{a^2 - (2\,R_1 - b)^2}{2\,(2R_1 - b)^2} \qquad (10)$$

creşte foarte mult cînd $b \to 2R_1$. Prin urmare, domeniul $b \in (0,\ R_1)$ este util pentru precizia razei cilindrului prelucrat, în timp ce în domeniul $b \in (R_1, 2\,R_1)$ se pot face operaţii de degroşare, numărul trecerilor intermediare fiind redus.

2. În figura 5 este reprezentată variaţia razei R în funcţie de semidistanţa a pe orizontală

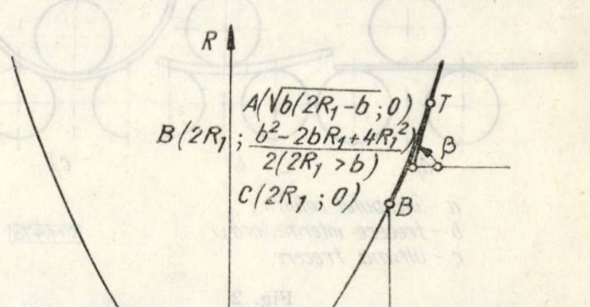


Fig. 5

dintre axele rolelor inferioare, curba fiind o parabolă cu axa de simetrie chiar axa ordonatelor. Din această curbă este de reţinut numai domeniul a $> 2R_1$, respectiv $R > \frac{b^2 - 2bR_1 + 4R_1^2}{2(2R_1 - b)}$.

Panta curbei este chiar raportul de transfer al mecanismului :

$$i_T = \frac{Y_e}{Y_i} = \mathrm{tg}\ \beta = \frac{dR}{da} = \frac{a}{2R_1 - b} \qquad (11)$$

şi deci ea creşte continuu, pe măsură ce creşte distanţa *a*. Se constată că este posibilă şi construcţia de maşini la care distanţa *a* să fie reglabilă, în scopul variaţiei razei de roluire a tablei totuşi, numărul maşinilor care folosesc acest mod de reglare este mic, lucru în parte justificat prin aceea că domeniul de reglare pentru cota *a* este mare, comparativ cu domeniul de reglare pentru cota *b*, la un acelaşi domeniu de reglare al razei *R* dat, din cauza faptului că, aşa cum rezultă din figura 5, această curbă nu admite asimptotă verticală. În acelaşi timp, lucrul mecanic consumat pentru reglarea maşinii este mai mare, un alt motiv pentru care acest mod de reglare este evitat, în favoarea primului.

3. La maşinile la care reglarea razei semifabricatului se face apropiind cei doi cilindri inferiori radial spre cilindrul superior (fig. 6) expresia (9) a razei de îndoire trebuie pusă sub forma :

$$R = \frac{d^2 - 2\,d \sin\alpha \cdot R_1}{2(2R_1 - d \sin\alpha)}$$

unde $d = a^2 + b^2$ este distanţa între axele cilindrului orizontal şi a celui vertical, iar α este unghiul făcut de linia centrelor C_1C_2 cu orizontala.

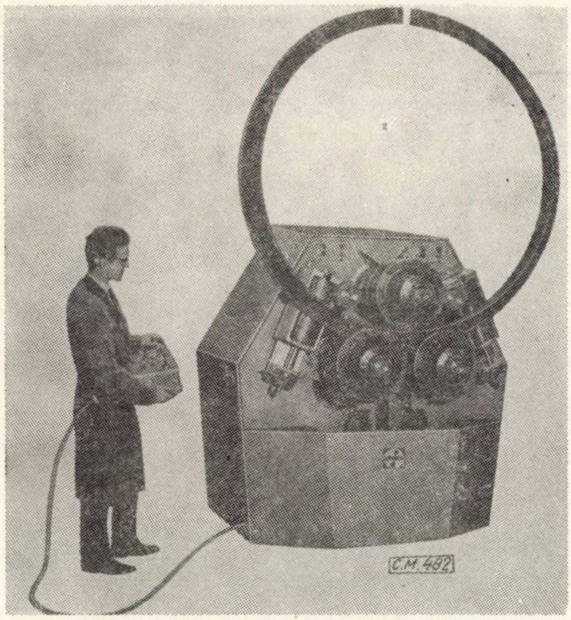


Fig. 6

Influenţa distanţei *d* asupra mărimii razei de îndoire *R* este redată în figura 7.

Se constată că pe domeniul de definiţie :

$$d \in \left[\ 2R_1,\ \frac{2R_1}{\sin\alpha}\right]$$

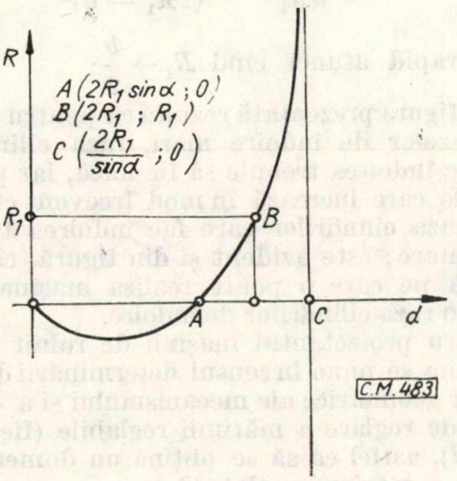


Fig. 7

panta curbei :

$$\frac{dR}{dd} = \frac{-\,d^2 \cdot \sin\alpha + 4\,\mathrm{d} \cdot R_1 - 4R_1^2 \sin\alpha}{2\,(2R_1 - d\,\sin\,\alpha)^2}$$

este puternic ascendentă, astfel că la reglare variaţii mici ale distanţei *d* provoacă variaţii importante ale mărimii razei de îndoire a semifabricatului, ceea ce recomandă folosirea acestui mod de reglare pentru operaţii de degroşare. Curba admiţînd asimptotă verticală, domeniul de reglare al mărimii *d* este limitat, ceea ce constituie un avantaj.

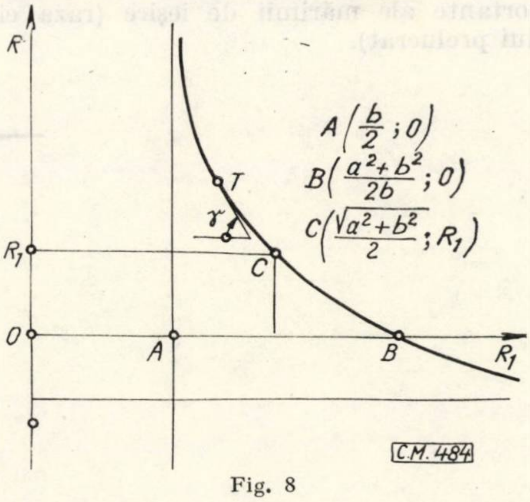


Fig. 8

4. În figura 8 este reprezentată variaţia razei *R* în funcţie de raza R_1 a cilindrilor de îndoire. Din această curbă interesează zona în care

$$R_1 \in \left[\frac{b}{2};\ \frac{a^2 + b^2}{2b}\right]$$ în care *R* şi R_1 sînt pozitive.

Pe zona menţionată, curba este puternic descendentă mai ales spre extremitatea stîngă, pentru că panta :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dR}{dR_1} = -\frac{2a^2}{(2R_1 - b)^2} \qquad (12)$$

scade rapid atunci cînd $R_1 \to \frac{b}{2}$.

Din figura prezentată rezultă că pentru domeniul razelor de îndoire mari, raza cilindrilor care fac îndoirea trebuie să fie mică, iar pentru maşinile care lucrează în mod frecvent cu raze mici, raza cilindrilor care fac îndoirea trebuie să fie mare; este evident şi din figură, că raza minimă pe care o poate realiza maşina, este egală cu raza cilindrilor de îndoire.

Pentru proiectantul maşinii de roluit tablă, problema se pune în sensul determinării dimensiunilor geometrice ale mecanismului şi a domeniului de reglare a mărimii reglabile (fie ea *a*, *b* sau *d*), astfel ca să se obţină un domeniu de reglare a mărimii reglate dat :

$$[R_{min} \ldots R_{max}]$$

problemă care poate fi uşor rezolvată cu ajutorul graficelor de mai sus.

* * *

Analiza curbelor prezentate permite evidenţierea faptului că, în domeniul maşinilor care prelucrează cilindri de rază mare, cotele *a*, *b*, *d* trebuie să fie mari, iar R_1 mică ; numărul trecerilor intermediare este redus, ca şi precizia razei obţinute din cauză că variaţii mici ale mărimii de intrare (*a*, *b*, *d*) realizează variaţii importante ale mărimii de ieşire (raza cilindrului prelucrat).

Dimpotrivă, pentru maşinile care lucrează în domeniul razelor mici de îndoire, cotele *a*, *b*, *d* trebuie să fie mici, iar R_1 mare ; creşte mult precizia razei obţinute, prin aceea că variaţia mărimii de ieşire este mai redusă, la o aceeaşi variaţie a mărimii de intrare.

Desigur, toate aceste indicaţii pot fi folosite corespunzător, numai dacă în aplicarea lor se ţine seama şi de aspectele energetice ale acestui procedeu tehnologic.

Astfel, pentru acelaşi semifabricat prelucrat, forţele normale, deci şi cele de frecare între role şi semifabricat, care dau cuplul rezistent de frecare, cresc odată cu mărirea diametrului cilindrilor de îndoire, şi scad la creşterea distanţei *a*; pentru maşinile care lucrează cu reglaj pe verticală, unghiul φ (fig. 3) se măreşte la ultimele treceri, ceea ce face [1] ca forţele de frecare şi cuplul lor să scadă, permiţînd în acest mod mărirea vitezei tangenţiale, deci şi a productivităţii operaţiei.

La maşinile cu reglaj pe orizontală, situaţia este inversă, ceea ce constituie un alt dezavantaj, iar la cele cu reglaj radial, unghiul φ scade la ultimele treceri, însă într-o măsură mult mai mică.

Mărirea diametrului rolelor duce [1] la mărirea lucrului mecanic consumat pentru deformarea plastică a materialului; implicit, se măresc diametrele fusurilor axelor rolelor, deci şi cuplul de frecare în lagăre, ceea ce recomandă reducerea acestui diametru la minimul necesar, care să asigure, conform graficelor prezentate, razele de îndoire date de tema de proiectare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *A. N. Bankelov* : Kuznecino — stampovocinoe oborudovanie. Moskva, Maşinostroenie, 1970.

N. V. Ivan

CZ : 621.992.7

Determinarea abaterilor admisibile de la diametrul semifabricatelor în cazul rulării filetelor metrice

Prof. dr. ing. Gherman DRĂGHICI — Institutul Politehnic Brașov
Șef lucrări ing Nicolae-Valentin IVAN — Institutul Politehnic Brașov
asist. ing. Mariana STROE-GURGUI — Institutul politehnic — Brașov

Ivan Nicolae-Valentin a absolvit Facultatea de T.C.M., Universitatea din Brașov, în 1965, după care, pînă în 1968, a funcționat ca inginer tehnolog la Uzina de autocamioane din Brașov. În prezent este șef de lucrări, doctorand la catedra de T.C.M., Universitatea din Brașov.

O problemă de cea mai mare importanță pentru buna reușită a prelucrării prin rulare, în afară de tehnologia precedentă rulării o constituie stabilirea abaterilor admisibile și a toleranței la diametrul semifabricatului. Între diametrul semifabricatului d_{sr} și celelalte elemente există o relație neliniară de forma :

$$d_{sr} = F\,(d_e,\ d_i,\ d,\ \alpha,\ p,\ k) \qquad (1)$$

conform expresiei (2), dedusă în lucrarea [2]

$$d_{sr} = \sqrt{k\left\{d_e^2 - \frac{2}{3}\,\frac{d_e - d_i}{p}\left[d_e\left(\frac{p}{2} + \frac{d_e - d}{\operatorname{ctg}\alpha}\right) + d_i\left(\frac{p}{2} - \frac{d - d_i}{\operatorname{ctg}\alpha}\right) + \sqrt{\mathrm{d}_e\,d_i\left(\frac{p}{2} + \frac{d_e - d}{\operatorname{ctg}\alpha}\right)\left(\frac{p}{2} - \frac{d - d_i}{\operatorname{ctg}\alpha}\right)}\right\}} \qquad (2)$$

în care :

d_e, d, d_i reprezintă diametrele exterior, mediu și interior al filetului, mm;
p — pasul filetului mm ;
α — semiunghiul profilului spirei ;
k — coeficient de variație volumică.

După cît este cunoscut, nu există decît o rezolvare algebrică și probabilistică a lanțurilor de dimensiuni liniare [1] și deci rezolvarea funcțiilor neliniare de tipul relației (1) apare ca dificilă. În cele ce urmează, o să indicăm o metodă cu un grad sporit de generalitate, care permite și rezolvarea funcțiilor neliniare, în particular rezolvarea funcției (1). Fundamentele matematice ale acestei metode sînt arătate în lucrarea [3].

Presupunînd că mărimile $d_e, d_i, d, \alpha, p, k$ sînt independente și ca urmare a dependenței funcționale între acestea și mărimea-funcție d_{sr}, elementele caracteristice ale acesteia din urmă (valoarea de referință, abaterile și toleranța) vor depinde de elementele caracteristice ale mărimilor d_e, d_i, d, α, p, k. Rezolvarea problemei din punct de vedere matematic [3] se reduce la determinarea limitelor superioare și inferioare ale funcției d_{sr}. Domeniul de definiție al funcției d_{sr} poate fi considerat întotdeauna închis și el este determinat evident de cîmpurile de toleranță ale mărimilor d_e, d_i, d, α, p, k. Deci rezultă că funcția d_{sr} este definită și continuă. Dezvoltîndu-se în serie Taylor în jurul punctului de referință p_0' $(d_{e0}, d_{i0}, d_0, \alpha_0, p_0, k_0)$ se obține :

$$\begin{aligned} d_{sr} &= d_{sr}\,(d_{e0}, d_{i0}, d_0, \alpha_0, p_0, k_0) + \\ &+ \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial d_r}\right) p_0'(d_e - d_{e0}) + \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial d_i}\right)_{p_0'} (d_i - d_{i0}) + \\ &+ \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial d}\right)_{p_0'} (d - d_0) + \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial \alpha}\right)_{p_0'} (\alpha - \alpha_0) + \\ &+ \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial p}\right)_{p_0'} (p - p_0) + \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial k}\right)_{p_0'} (k - k_0) + \varepsilon \ldots \end{aligned} \qquad (3)$$

unde ε, reprezintă mici infiniți ce se pot neglija. Ținînd seama de ordinul de mărime al abaterilormărimilor d_e, d_i, d, α, p, k, d_{sr} se poate scrie :

$$\begin{aligned} d_{sr} - d_{sr}\,(d_{e0}, d_{i0}, d_0, \alpha_0, p_0, k_0) &= a_{dsr}\,; \\ d_e - d_{e0} &= a_{de}\,; \\ d_i - d_{i0} &= a_{di}\,; \\ d - d_0 &= a_d\,; \\ p - p_0 &= a_p\,; \\ k - k_0 &= a_k \end{aligned} \qquad (4)$$

în care :

a_{dsr}, a_{de}, a_{di}, a_d, a_α, a_p, a_k reprezintă abaterile mărimilor specificate prin indici.

În acest caz, relaţia (3) se scrie :

$$a_{dsr} \cong \Sigma \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} \right)_{p_0'} , a_x \qquad (5)$$

în care :

$$x = d_e, d_i, d, \alpha, p, k.$$

Datorită faptului că în relaţia (5) unii dintre factorii $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x}$ pot avea valorile $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} > 0$ sau $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} < 0$, rezultă că cele două abateri a lui d_{sr} se pot scrie [3] :

$$\left. \begin{aligned} a_{sdsr} &= \sum_{x_1} \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} \right)_{p_0}, a_{sx} - \sum_{x_2} \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} \right)_{p_0}, a_{ix} \\ a_{idsr} &= \sum_{x_1} \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} \right)_{p_0}, a_{ix} - \sum_{x_2} \left(\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} \right)_{p_0}, a_{sx} \end{aligned} \right\} \qquad (6)$$

în care :

a_{sdsr} a_{sx} sînt abaterile superioare ale elementelor d_{sr} şi x;

a_{idsr}, a_{ix} — abaterile inferioare ale elementelor d_s şi x.

Indicele 1 în operatorul $\sum\limits_{x_1}$ precizează că trebuie însumate numai derivatele parţiale ale elementelor x, pentru care $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} > 0$. Indicele 2 în operatorul $\sum\limits_{x_2}$ precizează că trebuie însumate numai derivatele parţiale ale elementelor x, pentru care $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} < 0$.

Se ajunge deci la concluzia relaţiilor (6) şi anume pentru calculul abaterii a_{sdsr} (a_{idsr}) semnul pozitiv al derivatei arată că trebuie luate în considerare a_{sx} (a_{ix}) corespunzătoare mărimilor pentru care $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} > 0$, iar semnul negativ al derivatei arată că pentru calculul aceloraşi a_{sdsr} (a_{idsr}) trebuie luate în considerare a_{ix} (a_{sx}) corespunzătoare mărimilor pentru care $\frac{\partial d_{sr}}{\partial x} < 0$. Se menţionează că semnul minus din relaţiile (6) este chiar semnul derivatelor negative.

Relaţiile (6) conform [3] au valabilitate în cazul în care mărimile d_e, d_i, d, α, p, k, sînt independente. Pentru ca această condiţie să fie îndeplinită şi în cazul funcţiei neliniare (1) şi deci ca relaţiile (6) să poată fi aplicate, se impune a se face precizarea că din mecanica procesului de rulare (fig. 1) rezultă că nu toate elementele filetului pot fi în acelaşi timp maxime sau minime (abaterile de la pas şi unghi sînt incluse în toleranţă la diametrul mediu iar pentru coeficientul k, considerăm că $a_{sk} = a_{ik} = 0$) şi anume :

$$d_{e\,\max} \text{ impune } d_{i\,\min} \text{ şi } d_{i\,\min} ;$$

$$d_{e\,\min} \text{ impune } d_{\max} \text{ şi } d_{i\,\max} . \qquad (7)$$

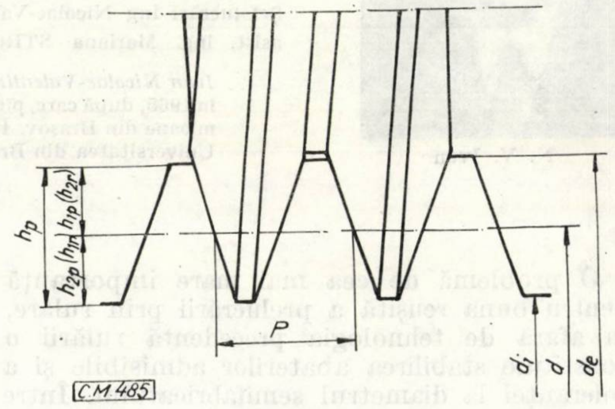


Fig. 1

Cu observaţiile (7), abaterile admisibie la diametrul semifabricatului pot fi calculate prin aplicarea relaţiilor (6). Pentru a nu se ridica inutil costul prelucrării, calibrele cu care se vor controla semifabricatele vor fi cele din STAS, calibrele speciale nefiind justificate în cazul de faţă. Pentru aceasta, trebuie stabilită clasa de precizie de uzinare a semifabricatelor, ceea ce este echivalent cu determinarea numărului unităţilor de toleranţă, adică [1] :

$$a = \frac{T}{i}; \quad i = 0,5 \sqrt[3]{d} \qquad (8)$$

în care :

a este numărul unităţilor de toleranţă ;

T — toleranţa calculată în μm şi egală cu $T = a_{sdsr} - a_{idsr}$;

i — unitatea de toleranţă în μm şi ea se calculează ca mai sus ;

d — media aritmetică a intervalului de dimensiuni mm.

Cu numărul unităţilor de toleranţă calculat a, din tabela 1 se determină clasa de precizie în care vor trebui uzinate semifabricatele.

Spre exemplificarea celor expuse, în cele ce urmează se va calcula diametrul semifabricatelor pentru rularea filetului M 10×1,5 (filet la care apar în mod pregnant dificultăţi). Din STAS, pentru acest filet, elementele caracteristice pentru clasa de precizie m sînt : $d_e = 10_{-0,240}$ $d = 9,026_{\;0,123}$; $d_i = 8,376$; $p = 1,5$; $2\alpha = 60°$.

Determinîndu-se în prealabil coeficientul $k = 0,96$ pentru cele cinci probe (fig. 3) după metodica indicată în lucrarea [2], se găseşte în final cu relaţia (2) : $d_{sr} = 8{,}96$ mm. Pentru măsurările legate de determinarea coeficientului k, s-a folosit o balanţă analitică (fig. 2) ce permite cîntărirea cu precizia zecimii de miligram.

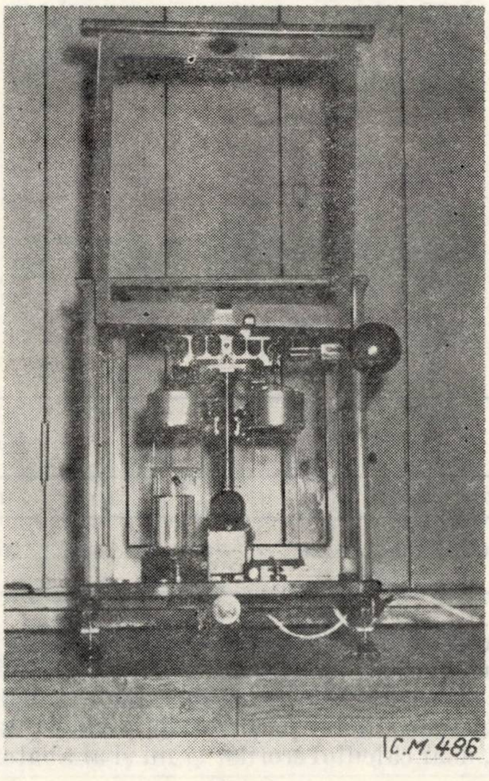


Fig. 2

Pentru determinarea abaterilor prin aplicarea relaţiilor (6), mai trebuie interpretate observaţiile (7). Din aceste observaţii combinate cu concluzia (rezultată după efectuarea calculelor conform tabelei 2) că semnul tuturor derivatelor parţiale este pozitiv – rezultă că la calculul abaterii superioare a semifabricatului se va lua $a_{sd} = a_{sdi} = 0$, a_{sde} fiind cea dată de STAS, iar la calculul abaterii interioare a semifabricatului se va lua $a_{id} = a_{idi} = 0$, a_{ide} fiind cea dată de STAS. Cu aceste interpretări mărimile d_e, d_i , d sînt ca şi independente şi deci relaţiile (6) pot fi aplicate, în acest caz ele devenind :

$$a_{sdsr} = \frac{\partial d_{sr}}{\partial d_e} a_{sde} ; \; a_{idsr} = \frac{\partial d_{sr}}{\partial d_i} a_{ide}$$

După efectuarea calculelor s-a obţinut : $\frac{\partial d_{sr}}{\partial d_e} = 0{,}1905$; $\frac{\partial d_{sr}}{\partial d_i} = 0{,}1321$; $\frac{\partial d_{sr}}{\partial d} = 0{,}656$; $a_{sdsr} = 0{,}1905 \cdot 0 = 0$; $a_{idsr} = 0{,}1905\,(-0{,}240) = -\,0{,}046$.

Deci diametrul semifabricatelor este $d_{sr} = 8{,}96_{0{,}046}$. Pentru a se găsi clasa de precizie în care vor fi uzinate semifabricatele se procedează la calcularea cu relaţiile (8) :

$$i = 0{,}5 \sqrt[3]{8} = 1 \mu\text{m}, \; a = \frac{46}{1} = 46. \qquad (9)$$

Din tabela 1 se stabileşte că numărul de unităţi de toleranţă cel mai apropiat de $a = 46$ este $a_1 = 30$ (se procedează prin scădere), ceea ce reprezintă clasa 4-a de precizie.

Deci, în final, diametrul semifabricatelor va fi $d_{sr} = 8{,}96_{-0{,}030}$.

În cazul în care se lucrează în sistemul ISO, procedeul de calcul este similar, dar pentru determinarea unităţii de toleranţă şi a treptei

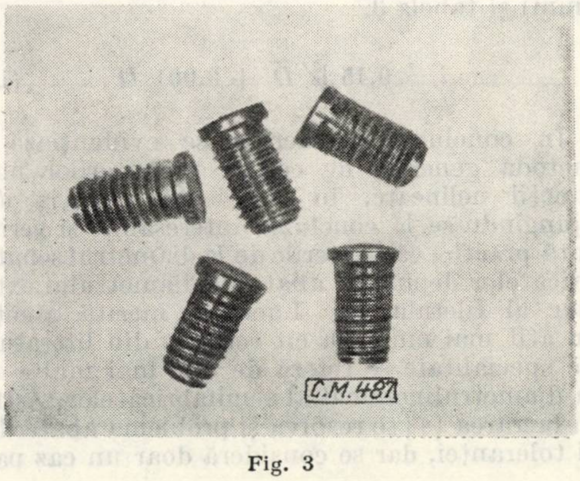


Fig. 3

Tabela 1

Clasele de precizie	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Toleranţele ajustajului în i_{STAS}	17	26	37,5	60	128	200	400	800	1280	2000
Toleranţele arborelui în i_{STAS}	7	10	15	30	64	100	200	400	640	1000
Toleranţele alezajului în i_{STAS}	10	16	22,5	30	64	100	200	400	640	1000

Tabela 2

$$\frac{\partial d_{sr}}{\partial d_e} = \frac{2d_e - \frac{2}{3p}(A+B) - c\left(F + \frac{D\cdot F\cdot d_i}{2B}\right)}{2\sqrt{d_e^2 - C(A+B)}}\cdot\sqrt{K}$$

$$\frac{\partial d_s}{\partial d_i} = \frac{\frac{2}{3p}(A+B) - c\left(G + \frac{E\cdot G\cdot d_e}{2B}\right)}{2\sqrt{d_e^2 - c\,(A+B)}}\cdot\sqrt{K}$$

$$\frac{\partial d_s}{\partial d} = \frac{-\,c\left[\frac{-\,d_e - d_i}{\mathrm{ctg}\cdot\alpha} - \frac{d_e\,d_i\,(D+E)}{2B\,\mathrm{ctg}\,\alpha}\right]}{2\sqrt{d_e^2 - c\,(A+B)}}\cdot\sqrt{K}$$

în care :

$$A = d_e\left(\frac{p}{2} + \frac{d_e - d}{\mathrm{ctg}\alpha}\right) + d_i\left(\frac{p}{2} - \frac{d - d_i}{\mathrm{ctg}\,\alpha}\right)$$

$$B = \sqrt{d_e\,d_i\left(\frac{p}{2} + \frac{d_e - d}{\mathrm{ctg}\,\alpha}\right)\left(\frac{p}{2} - \frac{d - d_i}{\mathrm{ctg}\,\alpha}\right)}$$

$$C = \frac{2}{3}\,\frac{d_e - d_i}{p}$$

$$D = \frac{p}{2} - \frac{d - d_i}{\mathrm{ctg}\,\alpha}$$

$$E = \frac{p}{2} + \frac{d_e - d}{\mathrm{ctg}\,\alpha}$$

$$F = \frac{p}{2} + \frac{2d_e}{\mathrm{ctg}\,\alpha} - \frac{d}{\mathrm{ctg}\,\alpha}$$

$$G = \frac{p}{2} - \frac{d - 2d_i}{\mathrm{ctg}\,\alpha}$$

Tabela 3

Simbolul toleranttei fundamentale	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	U T15	IT16
Valori, µm	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i

de precizie se vor utiliza relaţia (10) [1] (în care D este media geometrică a intervalului de dimensiuni) şi tabela 3.

$$i = 0{,}45\,\sqrt[3]{D} + 0{,}001\,D \qquad (10)$$

În concluzie în lucrare se evidenţiază o metodă generală de calcul a abaterilor unei funcţii nelineare, în particular funcţia d_{sr}, ajungîndu-se la concluzia interesantă şi verificată practic, că abaterile de la diametrul semifabricatelor depind de abaterile diametrului exterior al filetului d_e. Lucrarea merită atenţie cu atît mai mult, cu cît relaţiile din literatura de specialitate se referă de cele mai multe ori la diametrul nominal al semifabricatelor. Astfel în lucrarea [4] se rezolvă şi problema abaterilor şi toleranţei, dar se consideră doar un caz particular şi anume acela în care abaterile inferioare ale elementelor componente sînt egale (numeric) chiar cu toleranţele repective. Metoda utilizată [4], metoda diferenţierii totale, permite, în general, doar calculul erorilor şi nu şi al abaterilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *I. Lăzărescu, D. Dragu, V. Tărăboi, G. Sleţu* — ,,Toleranţe şi măsurări tehnice'' — Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1969.

[2] *Drăghici, Gh., Ivan, N.V., Stroe-Gurgui, M*—,,Asupra calculului diametrului semifabricatelor în vederea rulării filetelor'', — lucrare susţinută la sesiunea ştiinţifică a I.P. Braşov din februarie 1970.

[3] *Chiriacescu, T.S., Popescu, I., Ivan N.V.*—,,Principiile aplicării calculului abaterilor funcţiilor în construcţia de maşini şi aparate'' — va apare într-un număr viitor în revista ,,Construcţia de maşini''.

[4] *Pisarevschi, M.* — ,,Necatîvanîe tocinîh rezvo i saiţev'' — maşghiz Moscova 1963 Leningrad.

◆

CZ : 621.43.038

Cercetări privind influența electrizării exterioare a injectorului asupra fineței pulverizării combustibilului lichid*

|Prof. dr. doc. Emil GAIGINSCHI| — Institutul politehnic — Iași.
Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU — Lector Institutul de marină — Constanța
Ing. Aurelian SIMIONESCU — Centrul de cercetări tehnice și fizice — Iași
Ing. Condrat-Adrian HOMUTESCU — Institutul politehnic — Iași.
Ing. Alecsandru BÂRJOIANU — Centrul de cercetări tehnice și fizice — Iași

Aurelian Simionescu

Condrat—Adrian Homutescu

Alecsandru Bârjoianu

|*Gaiginschi Emil*| 1904—1969. A absolvit Institutul electrotehnic al Universității din Iași în anul 1929 și Școala națională superioară de aeronautică din Paris în anul 1935. A obținut titlul de doctor inginer (Institutul politehnic-Iași) în anul 1949, în specialitatea motoare cu ardere internă, iar în anul 1954 i s-a conferit titlul de doctor docent în științe. Din anul 1926 a activat în cadrul învățămîntului superior, iar din anul 1935, paralel cu activitatea didactică, și în aviație. A fost profesor șef de catedră la Institutul politehnic-Iași pînă în 1969, iar între anii 1965—1969 și director al Centrului de cercetări tehnice-Iași al Academiei Republicii Socialiste România. A efectuat cercetări în următoarele domenii : termodinamica motoarelor cu ardere internă, deformarea plastică a metalelor cu aplicații la rupere prin oboseală a arborilor cotiți și procesul injecției de combustibil în motoarele diesel.

Emil Lăzărescu a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic-Iași în anul 1948. Este doctor inginer (Institutul politehnic-Iași) din anul 1970, în specialitatea motoare cu combustie internă. În prezent este șef de lucrări la Institutul de marină-Constanța.

Aurelian Simionescu a absolvit Facultatea de electrotehnică a Institutului politehnic din Iași în anul 1948. Este doctorand în specialitatea termotehnică și mașini termice (Institutul politehnic-Iași). În prezent este șef de sector la Centrul de cercetări tehnice și fizice-Iași al Ministerului Educației și Învățămîntului.

Condrat—Adrian Homutescu a absolvit facultatea de electromecanică, secția electromecanică a Institutului politehnic din Iași în anul 1962. Este doctorand în specialitatea motoare cu combustie internă. (Institutul politehnic-Iași). A lucrat ca inginer energetic la Uzina de prelucrare mase plastice-Iași pînă în 1966, apoi ca cercetător științific la Centrul de cercetări tehnice și fizice Iași, iar din 1971 este asistent la Catedra de mașini termice și termotehnică a Institutului politehnic-Iași.

Alecsandru Bârjoianu a absolvit Facultatea de electrotehnică, Secția electromecanică a Institutului politehnic-Iași în anul 1959. Este doctorand în specialitatea termotehnică și mașini termice (Institutul politehnic Iași). În prezent este cercetător științific principal gradul III la Centrul de cercetări tehnice și fizice Iași.

Dezvoltarea și perfecționarea motoarelor cu aprindere prin compresiune este condiționată esențial de îmbunătățirea continuă a proceselor de formare a amestecului, aprindere și ardere. Desfășurarea proceselor fizice și chimice din camera de ardere din momentul introducerii primelor picături de combustibil pînă la terminarea arderii este determinată de proprietățile combustibilului și de numeroși parametri constructivi și funcționali ai motorului și ai sistemului de injecție a combustibilului, între care calitatea pulverizării ocupă un loc însemnat.

Influența hotărîtoare a pulverizării combustibilului asupra proceselor de ardere din motorul cu aprindere prin compresiune a impus efectuarea de numeroase cercetări în scopul cunoașterii calității pulverizării și factorilor care o influențează.

Principalele lucrări cunoscute consacrate studiului teoretic și experimental al pulverizării combustibilului în motoarele cu aprindere prin compresiune se referă la realizarea unor instalații experimentale și elaborarea unor metodologii de lucru pentru determinarea caracteristicilor de pulverizare ale sistemelor de injecție și influenței unor parametri asupra pulverizării [1—10].

În lucrarea de față se cercetează pentru prima dată posibilitatea creșterii fineței pulverizării combustibilului lichid injectat mecanic prin utilizarea unor cîmpuri electrostatice. Se folosește acțiunea forțelor cîmpului electric asupra jetului de combustibil pulverizat, acțiune manifestată prin fenomenul de transport al picăturilor încărcate electric și prin fenomene de respingere sau atracție electrostatică a picăturilor încărcate cu sarcini de același semn, respectiv cu semne contrare. În acest fel se încearcă aplicarea la sistemele de injecție a principiilor pulverizării electrostatice produse printr-un cîmp electric la o tensiune înaltă, principii utilizate în procedeele moderne de vopsire [7].

---

* Lucrare prezentată la sesiunea Academiei militare, București, 16—17 mai, 1972.

Scopul lucrării este obținerea de date noi asupra factorilor ce influențează pulverizarea mecanică a combustibililor lichizi și fundamentarea unor căi de organizare și optimizare a proceselor de formare a amestecului, cu posibilități de aplicare și în alte domenii.

Instalația și procedeul experimental. Instalația experimentală folosită (figura 1) conține ca părți principale un stand pentru încercat pompe de injecție prevăzut cu un dispozitiv pentru izolarea unei singure injecții și un dispozitiv pentru captarea picăturilor, precum și sistemul de realizare a cîmpului electric cu generatoare de înaltă tensiune.

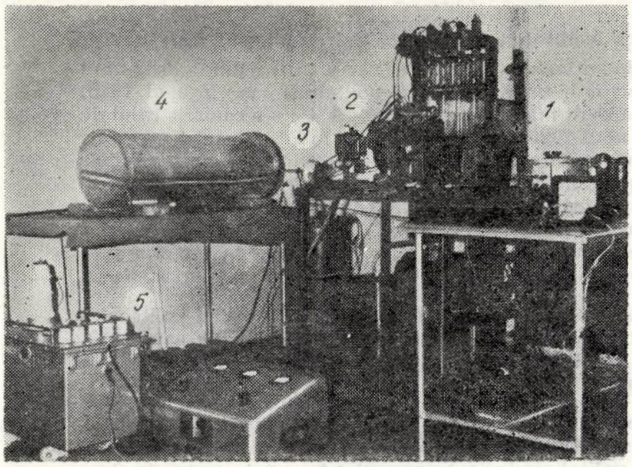


Fig. 1. Stand experimental :

1 – stand pentru incărcarea pompelor de injecție ; *2* – dispozitiv pentru realizarea unei singure injecții ; *3* – dispozitiv de izolare ; *4* – cilindru pentru captarea picăturilor ; *5* – sursă de inaltă tensiune.

Dispozitivul pentru realizarea unei singure injecții (figura 2) ara la bază instalația pentru studierea pulverizării descrisă de M. Zugrăvel [9, 10], căreia i s-au adus modificări în sistemul electric de comandă.

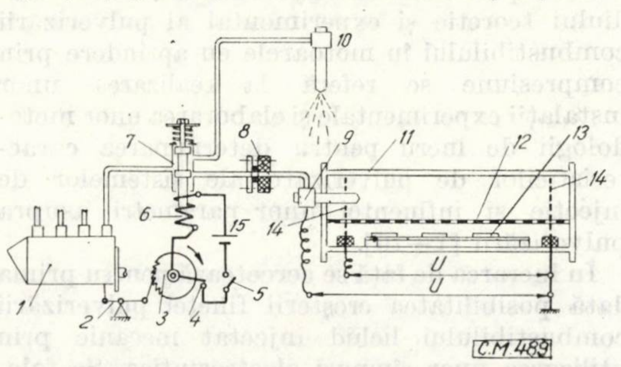


Fig. 2. Schema instalației experimentale :

1 – pompă de injecție ; *2* – sistem de pirghii ; *3* – roată de clichet ; *4* – contact electric de comandă ; *5* – intrerupător electric ; *6* – bobina electromagnetului de acționare ; *7* – sertăraș *8* – dispozitiv de izolare electrică *9* – injector ; *10* – injector auxiliar ; *11* – cilindru pentru captarea picăturilor ; *12* – diafragmă pentru separarea picăturilor ; *13* – plăci cu suport elastic pentru colectarea picăturilor ; *14* – electrozi din țesătură metalică ; *15* – sursă de curent ; *U* – tensiune inaltă pentru realizarea electrizării.

Instalația funcționează după cum urmează. Cama pompei de injecție *1* ce acționează elementul de injecție cu care se lucrează prin intermediul pîrghiei *2* și al clichetului, asigură rotirea roții *3* cu cîte un dinte la fiecare injecție. Întrerupătorul electric de comandă *4*, format dintr-un contact fix și un contact mobil solidar cu roata cu clichet *3*, este închis pentru durata unei injecții o dată la fiecare rotație completă a roții cu clichet (deci la un număr de injecții egal cu numărul de dinți ai roții cu clichet). În poziția din figura, 2 sertărașul *7* canalizează combustibilului debitat de elementul de pompă spre injectorul auxiliar *10*. La închiderea circuitului electric cu întrerupătorul *5*, contactul mobil *4* realizează punerea sub tensiune a electromagnetului *6* și schimbarea poziției sertărașului *7* ce dirijează acum combustibilul către injectorul *9* pentru o durată de timp egală cu cea a unei injecții.

Pentru captarea picăturilor de combustibil injectate paralel cu axa cilindrului de captare *11*, executat din plexiglas incolor, sînt folosite plăcuțe de sticlă *13* acoperite cu un suport elastic special [9, 10] și amplasate paralel cu axa cilindrului la diferite distanțe față de injector. La plăcuțele colectoare ajung, prin cădere liberă, numai o parte din picăturile jetului de combustibil, restul fiind reținut pe diafragma—grătar 12 realizată dintr-o foaie de plexiglas cu orificii de 5 mm. în diametru.

Instalația permite punerea sub tensiune a injectorului, ce este izolat față de conducta de injecție prin dispozitivul *8*, și realizarea cu ajutorul electrozilor *14* a unui cîmp electric în spațiul în care are loc injecția. Dispozitivul de izolare electrică a injectorului (figura 3) are ca părți principale piesele izolante *2* și *4* executate din placă presată din PVC dur (fabricat de Uzina de prelucrare a maselor plastice-Iași), care separă electric flanșa *1*, la care este sudată conducta de înaltă presiune ce vine de la pompă, de ștuțul *5* la care este sudată conducta de înaltă presiune ce alimentează injectorul.

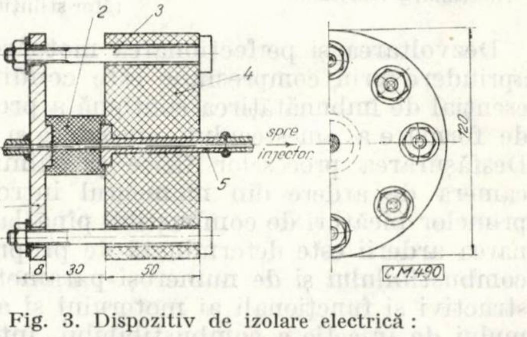


Fig. 3. Dispozitiv de izolare electrică :

1 – flanșă *2* – bucșă izolantă ; *3* – șuruburi M8 ; *4* – flanșă izolantă ; *5* – ștuț.

Piesele dispozitivului asigură continuitatea circuitului de combustibil printr-o comunicaţie cu diametrul de Ø2 mm şi, în acelaşi timp, etanşeitatea şi rezistenţa mecanică necesară.

Plăcuţele cu picături au fost observate şi fotografiate pe film de 35 mm la un microscop metalografic tip MC-2, fabricaţie IOR, luîndu-se precauţii deosebite în ce priveşte realizarea iluminării necesare evidenţierii picăturilor. Sub microscop s-a făcut şi numărarea picăturilor după metoda expusă în [9, 10].

Rezultate obţinute. Picăturile de combustibil, captate pe plăcuţe, au fost grupate după dimensiuni pe intervale de cîte 10 μm, atribuindu-se tuturor picăturilor numărate într-un interval diametrul mediu al intervalului. Numărîndu-se pentru fiecare injecţie circa 2 000 de picături, ceea ce asigură după [3] o precizie suficientă, s-a calculat diametrul mediu aritmetic cu relaţia :

$$d_m = \frac{\sum_{i=1}^{i=K} d_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{i=K} n_i}, \ \mu\text{m},$$

în care :

d_i — este diametrul mediu pe grupă de picături ;

n_i — numărul picăturilor în grupă ;

K — numărul grupelor.

Experienţele privind determinarea influenţei electrizării exterioare a injectorului asupra fineţei pulverizării au fost efectuate în următoarele condiţii :

— turaţia pompei de injecţie tip U 24 FS —8 × ×10 a fost de 500 rot/min ;

— presiunea de deschidere a injectorului a fost reglată la 150 kgf/cm^2 ;

— contrapresiunea mediului în care s-a injectat a fost egală cu presiunea atmosferică ;

— combustibilul utilizat a fost motorina tip-5 (STAS 240-66), cu următoarele constante fizice principale măsurate la 20°C : masa specifică 0,851 g/cm^3, viscozitatea dinamică 4,762 cp, viscozitatea Engler 1,311°E, tensiunea superficială 22,7 dyne/cm ;

— presiunea atmosferică a variat în timpul experienţelor între 748 şi 755 mm Hg, umiditatea relativă a aerului între 60 şi 70% şi temperatura aerului între 20 şi 23°C.

Pentru electrizarea injectorului s-au utilizat diverse tipuri de tensiuni :

— obţinute cu maşina electrostatică Wimshurst cu discuri de 50 cm diametru (circa 30 —50 kV ; scînteie între 1 şi 2 cm) ;

— obţinute cu bobina de inducţie (20 kV) ;

— alternativă, la 50 Hz, obţinută de la un transformator de măsură de tensiuni de 35 kV/0,1 kV alimentat prin autotransformator pe partea de joasă tensiune ;

— continuă, obţinută cu un redresor de înaltă tensiune cu tub Kenotron, fabricaţie IRME Bucureşti, pentru încercări de rigiditate dielectrică la uleiuri de transformator (redresorul este vizibil în figura 1).

Rezultatele cercetărilor sînt prezentate în figurile 4 şi 5 (care redau imagini fotografiate

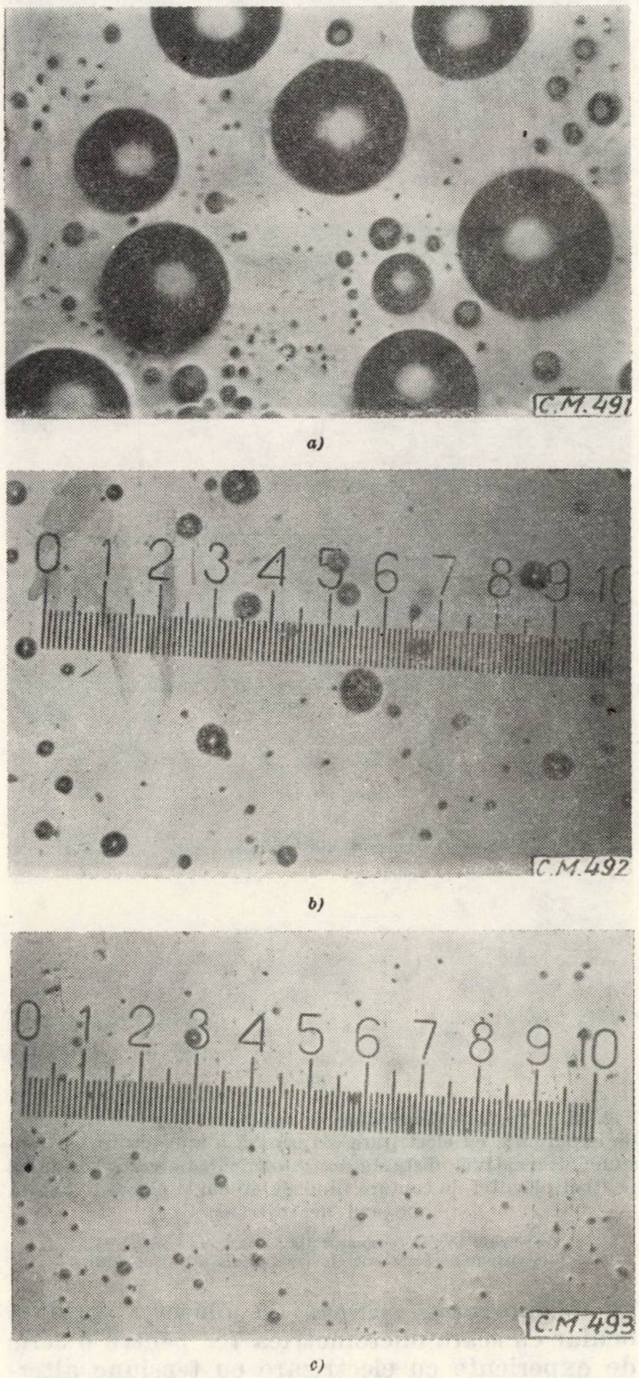


Fig. 4. Aspectul picăturilor de motorină culese într-o serie de experienţe cu electrizare exterioară a injectorului cu tensiune alternativă, la 50 Hz, distanţa dintre orificiile pulverizatorului şi centrul plăcuţei de captare fiind de 40 cm şi plăcuţa plasată pe axa de injecţie ; :

a) tensiune 0 kV ; b) tensiune 3kV ; c) tensiune 15 kV ; (1 diviziune pe scara micrometrică reprezintă 1/100 mm).

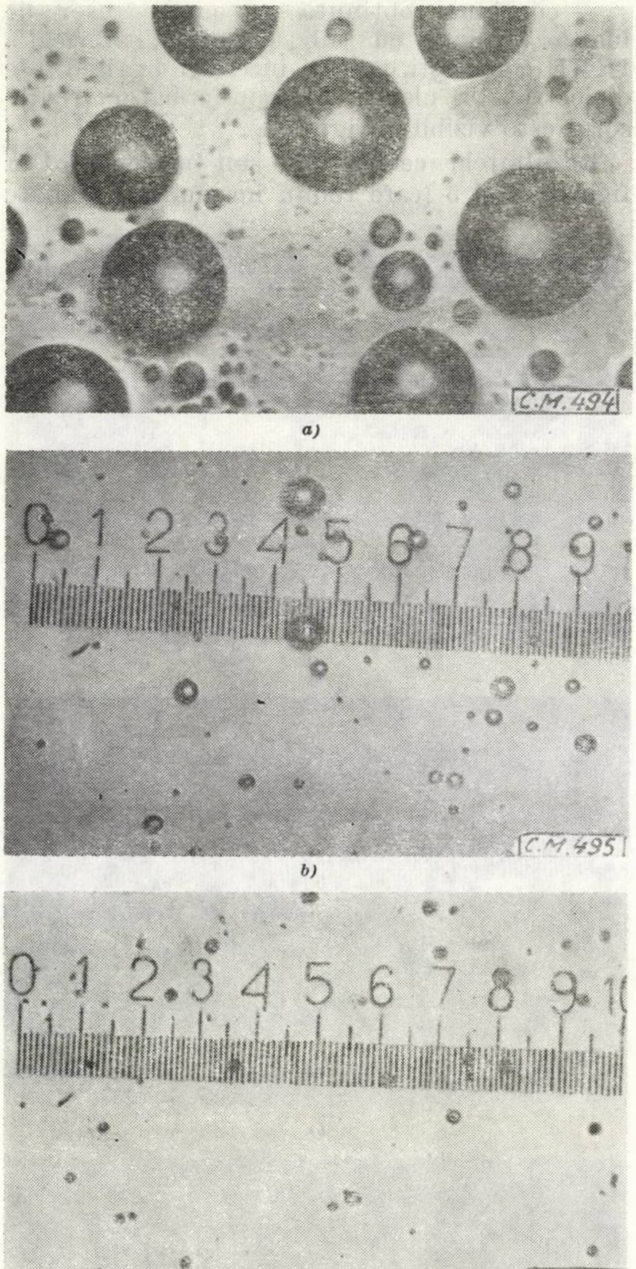


Fig. 5. Aspectul picăturilor de motorină culese într-o serie de experienţe cu electrizare exterioară a injectorului cu tensiune alternativă, distanţa dintre orificiile pulverizatorului şi centrul plăcuţei de captare fiind de 40 cm şi plăcuţa plasată pe axa de injecţie :

a) tensiune 0 kV ; *b)* tensiune 3 Hz, 50 kV ; *c)* tensiune 15 kV. (1 diviziune pe scara micrometrică reprezintă 1/100 mm).

la miscroscopul echipat cu obiectiv 22 × şi ocular cu scară micrometrică 7 × pentru o serie de experienţe cu electrizare cu tensiune alternativă, figura 4, şi cu tensiune continuă, figura 5 şi în graficele din figurile 6, 7 şi 8.

În figura 6 se prezintă influenţa electrizării exterioare a injectorului asupra diametrului mediu al picăturilor captate la distanţa de 40 cm de orificiile injectorului. Se constată că, datorită electrizării injectorului, se îmbunătăţeşte fineţea pulverizării. Micşorarea diametrului mediu aritmetic al picăturilor de motorină creşte cu tensiunea aplicată, fiind deosebit de pronunţată pentru tensiuni pînă la 10 – 15 kV. Cu creşterea tensiunii de electrizare pînă la valori cuprinse între 20 şi 50 kV se observă că fineţea pulverizării creşte mult mai lent, valoarea diametrului mediu prezentînd o tendinţă de stabilizare.

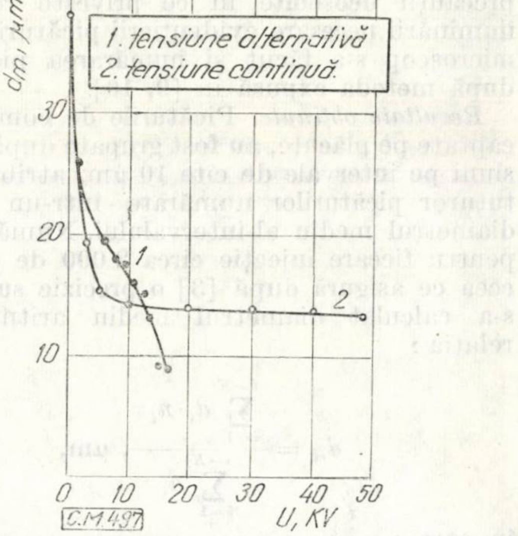


Fig. 6. Influenţa electrizării asupra diametrului mediu al picăturilor (culese la 40 cm de injector) :

1 – tensiune alternativă ; *2* – tensiune continuă.

Cercetînd dimensiunile picăturilor pulverizate pe direcţia de injecţie, captate la diverse distanţe de orificiile pulverizatorului, cu diferite tipuri de electrizare şi fără electrizare, se obţin curbele din figura 7.

În figura 7 se observă că electrizarea nu modifică caracterul general al distribuţiei picăturilor

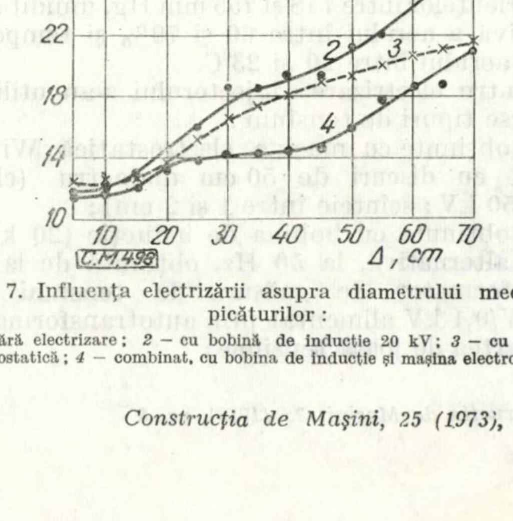


Fig. 7. Influenţa electrizării asupra diametrului mediu al picăturilor :

1 – fără electrizare ; *2* – cu bobină de inducţie 20 kV ; *3* – cu maşina electrostatică ; *4* – combinat, cu bobina de inducţie şi maşina electrostatică.

pe lungimea jetului, curba fără electrizare şi curbele cu electrizare avînd acelaşi aspect. Se observă, de asemenea, că aplicarea combinată a două tensiuni de electrizare diferite (fig. 7, curba *4*) a condus la sporirea fineţei pulverizării, efectele celor două tensiuni de electrizare însumîndu-se.

Efectul de sporire a fineţei pulverizării sub influenţa electrizării statice apare pregnant la compararea caracteristicilor de pulverizare ale motorinei tip 5, pulverizate cu şi fără electrizare (fig. 8).

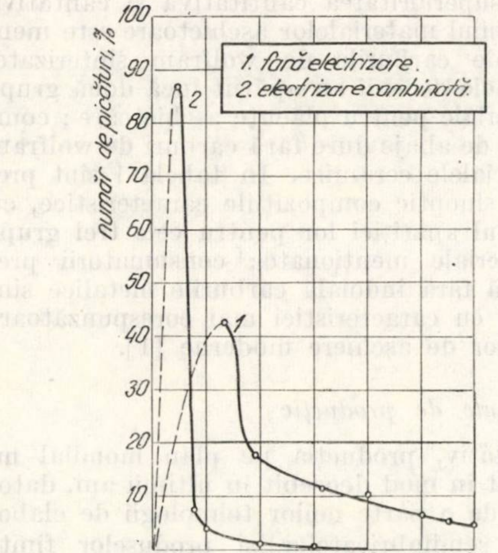


Fig. 8. Caracteristici de pulverizare la distanţa de 20 cm de orificiile injectorului şi la turaţia pompei de 500 rot/min : *1* – fără electrizare ; *2* – cu electrizare combinată (bobina de inducţie de 20 kV şi maşina electrostatică).

Concluzii. Cercetările experimentale efectuate în vederea stabilirii influenţei electrizării exterioare a injectorului asupra fineţei pulverizării conduc la următoarele concluzii :

a) electrizarea exterioară a injectorului creează posibilitatea obţinerii unor picături de combustibil mai fine şi cu o dispersie mai bună decît în cazul injecţiei normale (fără electrizare) ;

b) caracteristicile de pulverizare, determinate în diferite condiţii de electrizare, indică o îmbunătăţire substanţială a calităţii pulverizării o dată cu creşterea tensiunii aplicate la injector ;

c) în cazul electrizării cu o tensiune continuă se constată că, pentru valori peste 10 kV, dimensiunile picăturilor rămîn practic neschimbate, indiferent de valoarea tensiunii aplicate ;

d) diametrul mediu al picăturilor pulverizate de un injector electrizat cu o tensiune alternativă de 50 Hz scade aproximativ proporţional cu creşterea tensiunii aplicate, în gama de tensiuni 0 –20 kV.

În final, se desprinde concluzia că electrizarea exterioară a injectorului reprezintă o cale eficientă de îmbunătăţire a calităţii pulverizării, prezentînd perspective de utilizare în viitor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Diamant, W.* Etude photomicrographique de la pulvérisation des combustibles liquides au sein d'une chambre de combustion. În : Chaleur et industrie, nr. 42 1961, p. 426–437.

[2] *Gaiginschi, E., Zugrăvel, M., Popescu M., Gaiginschi, R.* Anwendungen der Ähnlichkeit bei der Berechnung der Parameter des Einspritzprozesses. În : Buletinul Inst. polit. Iaşi, tom XVI (XrX), fasc. 3–4 1970, p. 81–85.

[3] *Kuharev, M. N.* Cercetarea pulverizării combustibilului în motoarele Diesel rapide. În volumul ,,Studiul pulverizării şi arderii motorinei'', Bucureşti, I.D.T., p. 3–54 (traducere din l. rusă).

[4] *Lîşevskii, A. S.* Proţessî raspîlivania topliva dizelnîmi forsunkami, Moscova, Maşghiz. 1963.

[5] *Manea, I.C., Stratulat, M., Munteanu, S. D.* Instalaţie pentru cercetarea pulverizării combustibililor lichizi la presiuni şi temperaturi variabile. În : Studii şi cercetări de energetică, vol. 12–B, nr. 3, 1962, p. 317–327.

[6] *Manson, N., Banerjea, S.K., Eddi, R.* Dispositif pour l'étude microphotographique de la pulvérisation de combustibles liquides. În : Révue de l'Institut français du pétrole, mai 1955, p. 636–656.

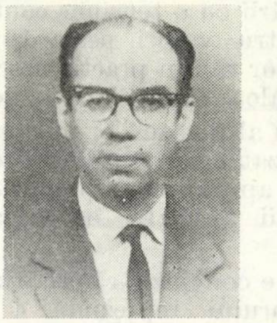
[7] *Morel, M. R.* Développements récents en peintures électrostatiques. În : Peintures, pigments, vernis, 12, 1960, p. 727–739.

[8] *Teodorescu, L.* Contribuţii la studiul dinamicii injecţiei şi pulverizării ; studiul influenţei geometriei secţiunii de curgere la pulverizatorul injectorului. Autoreferat la teza pentru obţinerea titlului de doctor inginer, Inst. polit. Bucureşti, 1967, 60 p.

[9] *Zugrăvel, M.* Influenţa uzurii asupra caracteristicilor de pulverizare ale sistemului de injecţie al motorului KD–35. Mijloace pentru mărirea rezistenţei la uzură a elementelor de pompă de injecţie. Autoreferatul disertaţiei pentru obţinerea titlului de candidat în ştiinţe tehnice, Inst. polit. Iaşi, 1958, 15. p.

[10] *Zugrăvel, M.* Consideraţiuni asupra perfecţionării metodelor directe de determinare a caracteristicilor de pulverizare. Buletinul Inst. polit. Iaşi, tom. VII (IX), 1–2 1961, p. 329–336.

◆



CZ : 621.91.025

Aspecte noi în domeniul fabricaţiei plăcuţelor aşchietoare

Ing. Paul HERŞCOVICI — ICEM – Bucureşti

Paul Herşcovici este absolvent al Institutului politehnic din Bucureşti, activează în munca de cercetare din anul 1951, în cadrul Institutului de Cercetări Metalurgice Bucureşti. În prezent este şeful laboratorului de metalurgia pulberilor şi efectuează cercetări în special în domeniul aliajelor dure sinterizate. În 1970–71 a participat la intrarea în funcţiune a secţiei de plăcuţe aşchietoare de la Intreprinderea mecanică fină-Bucureşti. Este autor a numeroase lucrări de specialitate.

O trecere în revistă a performanţelor plăcuţelor aşchietoare scoate în evidenţă preocupările producătorilor de aliaje dure pentru îmbunătăţirea calitativă a diferitelor mărci, în paralel cu o tendinţă de restrîngere a sorturilor elaborate cu scopul asigurării unei calităţi constante. Din punct de vedere tehnologic, metalurgia pulberilor rămîne în continuare singura tehnică prin care se elaborează numeroasele sorturi de produse sinterizate dure pentru aşchiere, iar materiile prime de bază sînt pulberile de carburi metalice.

Clasificarea clasică a carburilor metalice sinterizate în cele trei grupe:

a) tip K: 0 – 5% TiC + TaC (NbC), rest WC–Co

b) tip M: 6 – 10% TiC + TaC (NbC), rest WC–Co

c) tip P: 10 – 40% TiC + TaC (NbC), rest WC–Co

este folosită atît de producători cît şi de beneficiari, pe baza recomandărilor ISO.

Deşi superioritatea cantitativă şi calitativă în domeniul materialelor aşchietoare este menţinută de carburile de wolfram sinterizate, în ultimele decenii au apărut încă două grupe de materiale pentru plăcuţe aşchietoare: compoziţiile de aliaje dure fără carburi de wolfram şi materialele ceramice. În tabela 1 sînt prezentate sinoptic compoziţiile caracteristice, cu momentul apariţiei lor pentru cele trei grupe de materiale menţionate; consumatorii preferă însă fără îndoială carburile metalice sinterizate, cu caracteristici mai corespunzătoare condiţiilor de aşchiere moderne [1].

Elemente de producţie

Cantitativ, producţia pe plan mondial nu a crescut în mod deosebit în ultimii ani, datorită pe de o parte noilor tehnologii de elaborare a semifabricatelor şi produselor finite în toleranţe strînse, iar pe de altă parte însăşi creşterii rezistenţei la uzură a noilor tipuri

Tabela 1

Pulberi cu WC în compoziţia de bază	Anul	Pulberi fără WC în compoziţie	Anul
WC–Co	1923–25	TiC–Mo_2C–Ni, Cr, Mo (soluţie solidă)	1929–31
WC–TiC–Co	1929–31	TaC–Ni	1930–31
WC–TaC (VC, NbC)–Co	1930–31	TiC–TaC–Co	1931
WC–TiC–TaC (NbC)–Co	1932	TiC–Cr, Mo, W, Ni, Co	1931
WC–TiC–HfC–Co	1959	TiC–VC–Ni, Fe	1938
WC–TiC–TaC (NbC) HfC–Co	1968–69	TiC–NbC–Ni, Co	1944
WC–TiC–Nb(TaC)–HfC–Co	1968–69	TiC–VC–NbC–Mo_2C–Ni	1949
TiC şi TiN acoperiri pe pulberi WC	1955–70	TiC (Mo_2C, TaC)–Ni, Co–Cr (W_2 pulbere)	1950
Aliaje WC din pulberi cu grăunţi submicronici	1967–70	Cr_3C_2–Ni, Cu, Cr	1951–60
		TiC cu liant de oţel	1952–61
		2TiC – TiB_2	1957
		TC–Mo_2C (mixtură)–Ni, Mo,	1965–70
		(TiC–Mo) C–Ni, Mo, Cr	1968–70
		TiC–TiN (soluţie solidă)–Ni	1969–70

de plăcuţe aşchietoare. În U.R.S.S. se produc circa 1500 t/an aliaje dure, din care cea mai mare parte la Trustul de aliaje dure din Moscova. În Republica Federală a Germaniei, în anul 1968 s-au fabricat circa 800 t aliaje dure, faţă de 4–500 t produse în Anglia în acelaşi an. Pentru nivelul 1972 s-a prevăzut o creştere de circa 10%, valoare indicată şi pentru Franţa unde firma Ugine Carbone (care produce 40% din producţia totală a ţării) a fabricat circa 180 t în 1968 [2]. În ţările socialiste, Cehoslovacia, Polonia şi Ungaria produc circa 400 t/an aliaje dure, la care se adaugă circa 200 t/an producţia din R.D.G. Dintre ţările neeuropene, S.U.A. şi Japonia sînt cele mai mari producătoare; astfel S.U.A. produc circa 1500 t/an aliaje dure sinterizate, iar Japonia a trecut de la 461 t în 1963 la 640 t în 1968 [3].

Trebuie menţionate şi producţiile importante din Republica Populară Chineză (peste 2000 t în 1972) şi Republica Populară Democrată Coreeană, care pe baza rezervelor interne de wolfram au dezvoltat puternice centre de produse sinterizate din carburi de wolfram.

În ţară, valoarea mare a importului produselor sinterizate pe bază de carburi, din care majoritatea pentru scule aşchietoare, a impulsionat efectuarea unor cercetări susţinute pentru reducerea efortului valutar şi, în final, s-a ajuns la realizarea unei secţii cu profil de plăcuţe aşchietoare la Uzina mecanică fină Bucureşti. Tehnologia aplicată are la bază licenţa ICEM, definitivată anterior într-un pilot productiv de 4 t/an. Secţia şi-a început producţia în 1972 şi va produce plăcuţe aşchietoare din 28 de tipuri brazabile şi 35 de tipuri plăcuţe amovibile, din opt mărci, după cataloagele ISO.

Secţia este înzestrată cu utilaje moderne de mare productivitate, dar, o dată cu creşterea cantitativă, producţia va trebui diversificată şi calitativ, prin realizarea de noi produse similare plăcuţelor aşchietoare executate de firme cu tradiţie cum şi pe baza rezultatelor obţinute de cercetările din străinătate şi din ţară.

Aspecte tehnologice noi

Deşi aparent procesele de bază şi tehnologiile generale utilizate în fabricile de plăcuţe aşchietoare nu s-au modificat în mod esenţial în ultimii ani, totuşi atît materiile prime, compoziţiile, cum şi condiţiile de elaborare au suferit îmbunătăţiri importante.

Astfel, referitor la materii prime, un patent american propune un procedeu de obţinere a carburii de wolfram cu totul diferit de metodele clasice şi anume direct din minereu, prin reducerea cu aluminiu. Rezultatul reacţiei exotermice este o masă metalică de cristale de carbură de wolfram, într-o matrice de fier. Carbura de wolfram este obţinută printr-o operaţie chimică de levigare, iar produsul este o carbură de wolfram cristalină brută, conţinînd cel mult 0,2 % fier. Procesul, preluat de numeroşi producători în anul 1963, a pus desigur numeroase probleme tehnologiei în faza de sinterizare [4].

Referitor la granulaţia pulberii, ideea „submicronilor" este citată de numeroase firme. În urmă cu cîţiva ani, CIBA (Basel) a introdus „carburile submicronice" (WC, TaC, TiC etc.) pe piaţa aliajelor dure, respectiv pulberi cu o dimensiune a grăunţilor de 0,01–0,1 μ şi chiar mai fine. Aliajele de tipul WC–Co cu grăunţi submicronici au arătat valori mai ridicate ale durităţii, datorită unor inhibitori eficienţi de tipul carburilor de V, prin care s-a oprit creşterea grăuntelui în timpul sinterizării. Alţi autori, în cadrul firmei Bextron Comp., au elaborat tipuri de aliaje WC–Co prin presarea la cald a pulberilor de granulaţie submicronică. Aceste materiale s-au dovedit excelente ca performanţe, la aşchierea fontelor dure [5].

Pentru operaţia de presare, producătorii de utilaje au diferenţiat în mod deosebit presele automate pentru pulberile aliajelor dure.

Sinterizarea, operaţie caracteristică în fabricarea aliajelor dure, a suferit în ultimii ani o modificare importantă : înlocuirea cuptoarelor continue cu atmosferă de hidrogen cu cuptoare staţionare sub vid. Acestea din urmă sînt capabile să menţină în şarjă o diferenţă de maximum 10°C pentru o încărcătură de 200 kg de aliaj dur şi înlătură posibilitatea contaminării pulberilor, fenomen întîlnit în cazul cuptoarelor cu atmosferă de hidrogen. În 1969 apar şi cuptoarele continue sub vid, produse de firma Degussa şi ulterior folosite de firma Sandwik (Suedia) [6].

Proprietăţi-utilizări

În condiţiile unor viteze crescute de aşchiere, performanţele plăcuţelor aşchietoare trebuiau să crească corespunzător, în special în ceea ce priveşte rezistenţa lor la uzură. În acest scop, cercetările au urmărit : modificarea compoziţiei chimice, influenţa diferiţilor parametri tehnologici asupra proprietăţilor materialelor elaborate, studierea mecanismelor producerii uzurii la aşchiere, elaborarea de noi materiale pentru aşchiere.

În paralel s-a studiat elaborarea unor noi materiale eficiente de control în cadrul caracterizării complexe a aliajelor dure sinterizate, care să poată fi utilizate de metalurgii elaboratori, cum şi de executanţii operaţiei de aşchiere.

Aliaje conţinînd TaC şi HfC. Adaosurile de carbură de tantal introdusă în materialele pentru aşchierea oţelurilor completează în mare măsură eficienţa carburei de titan. Dacă aceasta din urmă reduce rezistenţa la uzură a aliajelor WC—Co, în schimb carbura de tantal are un efect minim în această direcţie. Din unele experimentări rezultă că aliajele dure cu conţinut de TiC—TaC prezintă o rezistenţă mai ridicată decît cele numai cu TiC, alături de o mai bună compresibilitate. În acelaşi timp, adaosurile de TaC duc la o diminuare a rezistenţei la şocuri termice, explicată de unii autori prin diferenţa de microtensiuni termice a diferitelor faze apărute la sinterizare [7].

În figura 1 se arată rezistenţa la rupere transversală a aliajelor TiC (TaC) WC—Co şi a aliajelor TiC—WC—Co în funcţie de conţinutul în Co [4].

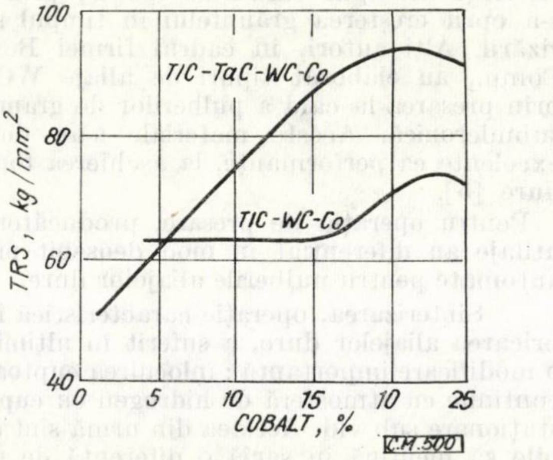


Fig. 1

Alături de TaC, în compoziţiile fabricate în prezent a apărut şi NbC, care s-a introdus din considerente economice. Experienţa a arătat că, la cantităţi mai mari de NbC, intervin dificultăţi cu conţinutul de C, care contrabalansează orice avantaje economice; de aceea, NbC nu trebuie să depăşească 20 % din conţinutul în TaC, în plăcuţele aşchietoare pentru oţeluri.

Tabela 2

Compoziţie în %				Greutatea specifică, g/cm³	HV60, kg/mm²	kg/mm²
WC	TiC	HfC	Co			
87	—	5	8	14,50	1450	150
83	—	10	7	14,40	1520	150
79,5	—	12,5	8	14,14	1450	150
89	—	15	6	14,35	1560	130
68	—	25	7	13,83	1500	140
84,5	4,5	5	6	13,60	1750	180
69	16	8	7	13,52	1670	140

Primele cercetări care se refereau la adaosurile de HfC datează din 1960, dar abia în ultimii ani s-au efectuat noi experimentări impulsionate de industria crescîndă de zirconiu, la posibilităţile de separare a Zr faţă de Hf şi la scăderea preţului de cost al HfC. În tabela 2 sînt comparate priorităţile aliajelor WC—Co cu NbC (TaC) — HfC, cu aliajele standard WC—TiC—TaC—Co [1].

Rezultatele a 80 de încercări la aşchiere au arătat, în cazul plăcuţelor cu HfC, o creştere cu 10—20 % a rezistenţei la uzură, respectiv la obţinerea unor plăcuţe care să ducă la o creştere a unităţii de material prelevat, în special din materiale cu rezistenţă ridicată la deformare, inclusiv la temperaturi înalte (oţeluri inoxidabile, oţeluri refractare etc) [7].

Lucrările de valorificare a rezervelor de zirconiu din ţară ar trebui să fie extinse şi la posibilităţile de separare a hafniului şi de realizare a carburii de hafniu.

Unele lucrări tind spre înlocuirea liantului Co cu Nb—Ni sau Mo—Co, dar aliajele realizate au un grad mărit de fragilitate.

Obţinerea unor performanţe mai bune, în special de viteze ridicate a dus la apariţia unor noi tipuri de plăcuţe şi anume plăcuţele acoperite.

Plăcuţele amovibile, acoperite cu carburi şi cu nitruri. De cîţiva ani, producătorii de carburi dure încearcă realizarea unor materiale sinterizate avînd un interior dur din WC—Co acoperit cu un strat sinterizat de aliaj dur, de tip TiC (WC—Co). Încercările nu au fost încununate cu succesul aşteptat. În 1970 au apărut totuşi plăcuţe amovibile, cu un strat subţire de TiC, similar cu cel obţinut de electrochimişti în tratamentul pieselor de oţel cu $TiCl_4$, CH_4 etc. Alţi autori descriu plăcuţe cu un strat de 5—10 microni de TiC, produse prin depunere chimică de vapori, după patente germane sau prin alte metode după patente Coromant—S_4 Cgamma [4, 8].

În ceea ce priveşte rezultatele cercetărilor efectuate de unii specialişti în colaborare cu Titanit Fabrik Krefeld, acestea au arătat că acoperirile cu TiN sînt superioare celor cu TiC, în special datorită faptului că prezintă o tendinţă mai redusă la uzură prin cratere, confirmate şi de rezultatele cercetărilor de la ICEM.

În general, stratul acoperitor al carburilor dure asigură o durată de exploatare mai lungă, o formare mai slabă de cratere în cazul plăcuţelor amovibile şi o scădere a tendinţei de sudare pe muchia tăietoare.

Nitrura de titan este o excelentă barieră de difuzie pentru fierul topit, ceea ce permite să se suprime cvasitotal aderenţa aşchiei şi de a întîrzia uzura prin cratere [9]. Performanţele unor asemenea plăcuţe sînt arătate în figura 2.

Firma Sandwik Coromant (Suedia) prezintă, tot începînd cu anii 1970—1971, plăcuţe amovibile acoperite cu carbură de titan şi anume plăcuţele CC125 şi CC135, corespunzătoare după cataloagele ISO şi P10—P30 şi respectiv la P30—P40, precum şi CC 315, corespunzătoare la compoziţiile K10—K20, dar cu caracteristici superioare în ceea ce priveşte rezistenţa la uzură şi deci implicit un preţ de cost mai redus al prelucrării [10].

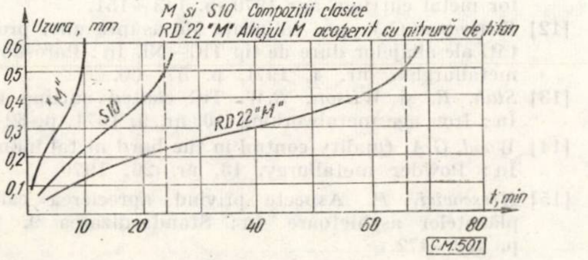


Fig. 2

Trebuie reţinut că acoperirile produselor sinterizate pot fi utile şi în cazul pieselor utilizate pentru rezistenţa lor la uzură.

Aliaje pe bază de Ti—Mo—C—Ni. În ultimii ani în Europa s-au introdus o serie de aliaje pe baza unor patente americane, care prevedeau doar o fază dură de din TiC şi un aliaj de liere Ni—Mo—C. Cercetările efectuate cu ajutorul razelor X au arătat prezenţa soluţiilor solide Ti—Mo—C în cazul unei încălziri la 1400—1500°C a TiC, în prezenţă de Mo—C, şi al unei faze metalice Ni—Mo—C [11, 12, 13].

Din cauza reproductibilităţii relativ reduse a calităţii aliajelor Ti—Mo—C—Ni cu conţinuturi înalte de TiC, s-a încercat să se studieze din nou efectul relaţiei TiC—Mo_2C şi procentul de carbon legat în faza Ti—Mo—C, foarte important în ceea ce priveşte calitatea aliajului.

S-au elaborat soluţii solide substoichiometrice de Ti—Mo—C (amestecuri de TiC, Mo_2C şi Mo—C, tratate sub vid la 1700°C) şi, prin cementarea lor cu 14% Ni, s-au obţinut valori optime de duritate şi rezistenţă la tracţiune, pentru aliajele cu 90—96% saturaţie în carbon a fazei de carbură.

La reuşita acestor materiale au contribuit şi alţi factori, în afara celor tehnologici propriu-zişi, şi anume:

— dezvoltarea fabricaţiei carburii de titan prin tehnica utilizării cuptoarelor cu vid, care au dus la un conţinut mai scăzut de azot şi oxigen, alături de un conţinut mai ridicat de carbon;

— dezvoltarea aplicării sinterizării în vid;

— răspîndirea cuţitelor cu prinderea plăcuţelor pe cale mecanică, ceea ce a eliminat brazarea, operaţie ce prezenta dezavantaje deosebite în cazul produselor pe bază de carbură de titan;

— introducerea unor utilaje de prelucrare cu stabilitate mai mare, fără vibraţii, cu viteze mari, care au micşorat din numărul spargerilor plăcuţelor din cauza fragilităţii lor.

Aceşti factori au făcut posibilă răspîndirea plăcuţelor pe bază de TiC, preferate în special în operaţiile de finisare.

Ele s-au dovedit însă mai puţin avantajoase în cazul condiţiilor de tăiere intermitentă, cînd apar spargeri atît datorită fragilităţii cît şi tensiunilor termice.

Controlul de calitate, criterii de utilizare. Schema de control din industria aliajelor dure are un specific deosebit, atît datorită procesului tehnologic cît şi aplicaţiilor variate şi neaşteptate ale produselor finite. Controlul calităţii plăcuţelor aşchietoare trebuie să fie cuprinzător, eficient şi posibil de efectuat atît de producător, pe întregul flux tehnologic, cît şi de marii consumatori.

O dificultate în controlul de calitate al plăcuţelor aşchietoare constă în asocierea performanţei cerute cu o probă simplă care să poată fi efectuată în laborator.

Dintre numeroasele operaţii efectuate în industrie, aşchierea metalelor este încă o operaţie din cele mai puţin înţelese, iar ponderea factorilor care influenţează performanţele sculelor de aşchiere nu este încă complet definită [14].

O altă dificultate constă în faptul că, deşi s-au făcut eforturi pentru a se defini performanţa de aşchiere a materialelor aşchietoare în funcţie de parametrii lor metalurgici, nu s-a obţinut o informaţie care să poată fi utilizată direct în controlul calitativ.

Marile întreprinderi au adoptat aşa-numitul „control de calitate total", dar trebuie recunoscut că pe consumatorul de plăcuţe aşchietoare îl interesează caracteristicile produsului final, care sînt însă influenţate de numeroşi factori metalurgici. Un singur exemplu este edificator. O uşoară deficienţă în conţinutul de C duce la formarea, în timpul sinterizării, a fazei η, extrem de fragile, o carbură de W şi Co, în timp ce un exces de C duce la formarea unor plăci fine de grafit liber, care slăbesc rezistenţa plăcuţei la uzură abrazivă.

Produsele sinterizate sînt supuse unui control din punct de vedere al proprietăţilor fizice şi anume: densitate, duritate, forţă coercitivă, ultima indicînd în special deviaţiile anormale ale conţinutului de C (prezenţa fazei η face să crească forţa coercitivă la valori anormal de ridicate), precum şi unei analize metalografice (aspectul structurii, porozitate, microstructură) [15, 16].

La aceste probe, controlul modern şi eficace adaugă metodele de control statistice, examenul radiografic, controlul ultrasonic.

Elementul primordial în procesul de aşchiere este timpul de utilizare a tăişului uneltei de aşchiere şi inclusiv, modul de determinare.

Pentru plăcuţele realizate în ţară, ICEM în colaborare cu Institutul politehnic Bucureşti şi-a propus realizarea unui program pe calculator pentru determinarea vitezelor optime de aşchiere prin strunjire în funcţie de cuplul material-sculă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kieffer, R.* şi *Recter, N.* New developments in the field of cemented carbide and ceramic cutting tools. In : Materials for metals cutting, apr 1970, p. 157–161.

[2] *Lacombe, P.* Powder metallurgy in France. În : Powder metallurgy, Spring 1968, nr. 21, vol. **II**, p. 111–121.

[3] *Jenkins, I.* Progres in power metallurgy in the United Kingdom. În : Powder metallurgy, Spring 1968, nr. 21, vol. **II**, p. 103–105.

[4] *Lardner, E.* Review of current hardmetal technology. În : Materials for metal cutting, apr 1970, p. 122–132.

[5] *Neuenschwandter, E.* Submicron carbides. În : Journal less-common met., 1966, II, p. 365.

[6] * * * Vacuum sintering of hard metals. În : Metallurgia metal forming 39, aug 1972, p. 292.

[7] *Kieffer, R.* şi *Benesooski, F.* Hartmetalle, Wien, Springer Verlag, 1965.

[8] *Val, G.* şi *Accary, A.* Mécanisme du dépôt des métaux à partir d'une phase gazeuse. În : High temperature materials, Sixth Plansee Seminar, 1968, p. 410–424.

[9] * * * Un nouveau revêtement pour plaquettes à jeter (Ugine Carbone) ref. UC–245 F/D.

[10] * * * Ein neues Hartmetall mit besonders Verschleissfester, ref, S.C. 18 (Sandvik Coromant).

[11] *Mayer, I.E.* şi *Moskowitz, D.* Titanium carbide cutting tools development and performance. În : Materials for metal cutting, apr 1970, p. 143–151.

[12] *Samsonov, G.V.* ş.a. Influenţa Mo asupra unor proprietăţi ale aliajelor dure de tip TiC–Ni. În : Poroskovaiia metallurghia, nr. 4, 1971, p. 57–60.

[13] *Stah, R.* şi *Wilson, R.W.* TiC coated cutting tools. În : Iron age metalworking, 10, nr. 9, 1971, p. 32–33.

[14] *Wood, G.A.* Quality control in the hard metal industry. În : Powder metallurgy, **13**, nr. 26, 1970.

[15] *Herşcovici, P.* Aspecte privind aprecierea calităţii plăcuţelor aşchietoare. În : Standardizarea 9, 1972, p. 469–472.

[16] *Reinart, A.* Oberflachenbehandlung von Hartmetallen mit Ti, N. În : Werkstattstechnik, 61, 1971, p. 561–562.

◆

CZ : 621.941–472

Strunjirea pătrată

Ing. Alexandru NAGY, ing. Tiberiu SZAVA — Uzina „Unirea" – Cluj

Alexandru Nagy şi *Tiberiu Szava* sînt absolvenţi ai Universităţii din Braşov, Facultatea TCM, secţia maşini-unelte şi scule din 1972. În prezent lucrează la uzina „Unirea" din Cluj, serviciul tehnolog şef.

A. Nagy

T. Szava

În gama largă a produselor industriei construcţiilor de maşini, sînt o varietate mare de piese de forma tijelor, al căror capăt este prelucrat în formă de pătrat, de obicei pentru antrenarea lor cu diferite chei. Printre piesele clasice de acest fel se pot aminti : şuruburile cu cap pătrat de diferite dimensiuni, sculele cu antrenarea manuală de tipul tarozilor sau alezoarelor diferite şuruburi pentru antrenarea maşinilor, în special a săniilor maşinilor-unelte.

Capul pătrat al acestor piese se execută de obicei prin frezare, cu procedee mai mult sau mai puţin productive. Dezavantajul acestei metode constă în aceea că după frezare mai este necesară o operaţie în plus şi anume curăţirea colţurilor şi în afară de aceasta rugozitatea suprafeţei obţinute este destul de grosolană.

În cele ce urmează se studiază strunjirea acestor capete cu secţiunea pătrată.

Astfel se consideră un cerc fix cu centrul în O, şi un cerc mobil cu centrul în O_1 care se rostogoleşte fără alunecare în interiorul cercului cu centrul în O (fig. 1). Se presupune un sistem de coordonate xO_y la momentul iniţial O, aflîndu-se pe axa O_y.

În planul cercului mic se consideră două puncte diametral opuse A şi B, situate pe axa O_y, în aşa fel ca $O_1A = O_1B$. Dacă cercul mic se rostogoleşte din M pînă în N, segmentul AB

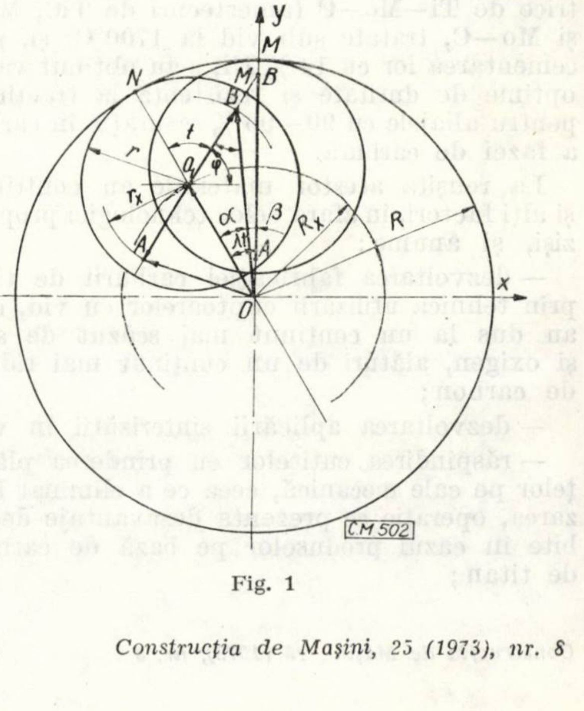


Fig. 1

se roteşte faţă de ON cu unghiul t. Rostogolirea fiind fără alunecare rezultă :

$$O_1M \cdot t = OM \cdot \widehat{NOM} \qquad (1)$$

Notînd $OM = R$, $O_1M = r$, $OO_1 = R_x$, $O_1A = O_1B = r_x$, se obţine :

$$\widehat{NOM} = \frac{O_1M}{OM} \cdot t = \frac{r}{R} t = \lambda t. \qquad (2)$$

Ecuaţia vectorială a curbelor descrise de punctele A şi B este :

$$\overline{OB} = \overline{OO_1} + \overline{O_1B} \qquad (3)$$

$$\overline{OA} = \overline{OO_1} + \overline{O_1A} \qquad (4)$$

unde :

$$\overline{OO_1} = - R_x \sin \lambda t\, \overline{i} + R_x \cos \lambda t\, \overline{j} \qquad (5)$$

$$\overline{O_1B} = r_x \cos \varphi\, \overline{i} + r_x \sin \varphi\, \overline{j} \qquad (6)$$

$$\widehat{NO_1O} = t + \varphi + 90° - \lambda t = 180° \qquad (7)$$

$$\varphi = 90° - (1 - \lambda)t \qquad (7')$$

$$\overline{O_1B} = r_x \sin (1 - \lambda)t \cdot \overline{i} + r_x \cdot \cos (1-\lambda)t\, \overline{j} \qquad (6')$$

Deci ecuaţia vectorială a curbei descrise de punctul B va avea forma :

$$\overline{OB} = [- R_x \sin \lambda t + r_x \sin (1 - \lambda)t]\, \overline{i} + + [R_x \cos \lambda t + r_x \cos (1 - \lambda)t]\, \overline{j}. \qquad (8)$$

iar ecuaţiile parametrice :

$$\left.\begin{aligned} X_B &= - R_x \sin \lambda t + r_x \cdot \sin (1 - \lambda)t \\ Y_B &= R_x \cos \lambda t + r_x \cdot \cos (1 - \lambda)t \end{aligned}\right\} \qquad (8')$$

În mod similar se obţine şi pentru punctul A :

$$O_1A = - r_x \cdot \sin (1 - \lambda)t \cdot \overline{i} - r_x \cdot \cos (1 - \lambda)t\, \overline{j}. \qquad (9)$$

$$\overline{OA} = [- R_x \cdot \sin \lambda t - r_x \sin (1 - \lambda)t]\, \overline{i} + + [R_x \cos \lambda t - r_x \cos (1 - \lambda)t]\, \overline{j} \qquad (10)$$

cu ecuaţiile parametrice :

$$\left.\begin{aligned} X_A &= - R_x \cdot \sin \lambda t - r_x \sin (1 - \lambda) t, \\ Y_A &= R_x \cos \lambda t - r_x \cos (1 - \lambda)t. \end{aligned}\right\} \qquad (10')$$

Notînd cu D diametrul cercului mare şi cu S latura pătratului, respectiv deschiderea cheii, se face următoarea particularizare :

$$OM = R = \frac{D}{2}$$

$$O_1M = r = \frac{D}{4}$$

$$O_1A = O_1B = r_x = \frac{D}{4} - \frac{S}{2},$$

rezultînd :

$$OO_1 = R_x = \frac{D}{4}$$

$$\widehat{NOM} = \lambda t = \frac{t}{2}$$

Deci raportul diametrelor cercurilor este $\frac{1}{2}$

Ecuaţiile parametrice (8′) şi (10′) vor căpăta forma :

$$\left.\begin{aligned} X_B &= - \frac{S}{2} \sin \frac{t}{2}, \\ Y_B &= \left(\frac{D}{2} - \frac{S}{2} \cos \frac{t}{2}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

$$\left.\begin{aligned} X_A &= \left(\frac{D}{2} + \frac{S}{2}\right) \sin \frac{t}{2}, \\ Y_A &= \frac{S}{2} \cos \frac{t}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Eliminînd parametrul t, se obţin ecuaţiile canonice ale curbelor :

$$\left.\begin{aligned} &\frac{X_B^2}{\left(\frac{S}{2}\right)^2} + \frac{Y_B^2}{\left(\frac{D}{2} - \frac{S}{2}\right)^2} = 1, \\ &\frac{X_A^2}{\left(\frac{D}{2} - \frac{S}{2}\right)^2} + \frac{Y_A^2}{\left(\frac{S}{2}\right)^2} = 1. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

De aici se poate trage concluzia că curbele descrise de punctele A şi B sînt două elipse identice, rotite una faţă de cealaltă cu 90°. Folosind condiţiile particularizării se construieşte grafic alura celor două elipse în figura 2.

Dacă distanţa punctului A, respectiv B, variază faţă de O_1, se obţine o familie de elipse care pentru $O_1A = O_1B = 0$ degenerează în cercul descris de O_1, iar pentru $O_1A = O_1B = O_1M\left(\text{respectiv } \frac{S}{2} = 0\right)$ degenerează în două drepte perpendiculare, adică diagonalele cercului mare.

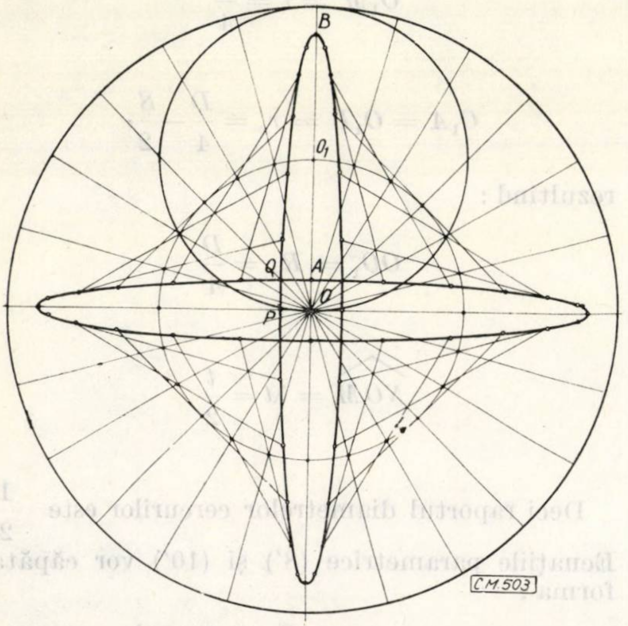


Fig. 2

Din intersecţia celor două elipse rezultă un pseudopătrat, ale cărei laturi sînt bombate corespunzător curburii elipselor în zona considerată (fig. 2). Această eroare $\frac{\Delta S}{2}$ a laturii se calculează cu relaţia :

$$\frac{\Delta S}{2} = X_p - X_Q \tag{14}$$

Abscisa X_Q rezultă din intersecţia celor două elipse, respectiv cînd punctul B (fig. 1) coincide cu Q, adică $\overline{OB}$ face un unghi de 45° cu axa O_y, iar $X_p = -\frac{S}{2}$.

Din figura 1 rezultă :

$$\beta = 45°,\ \alpha + \beta = \lambda t$$

adică :

$$\alpha = \frac{t}{2} - 45° \tag{15}$$

$$\widehat{O_1BO} = 180° - \alpha - (180° - t) = t - \alpha \tag{16}$$

$$\frac{OO_1}{\sin(t - \alpha)} = \frac{O_1B}{\sin \alpha} \tag{17}$$

în care dacă se fac înlocuirile necesare se obţine :

$$\frac{\frac{D}{4}}{\sin\left(\frac{t}{2} + 45°\right)} = \frac{\frac{D}{4} - \frac{S}{2}}{\sin\left(\frac{t}{2} - 45°\right)} \tag{18}$$

din care rezultă :

$$\operatorname{tg} \frac{t}{2} = \frac{D - S}{S} \tag{19}$$

Pentru această valoare :

$$X_B = X_Q = -\frac{S}{2} \sin \frac{t}{2} = +\frac{S}{2} \frac{\operatorname{tg} \frac{t}{2}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{t}{2} + 1}},$$

$$X_Q = \frac{S}{2} \cdot \frac{D - S}{\sqrt{(D - S)^2 + S^2}} \tag{20}$$

Bombajul este obţinut din expresia (14) :

$$\frac{DS}{2} = -\frac{S}{2}\left(1 - \frac{D - S}{\sqrt{(D - S)^2 + S^2}}\right) \tag{21}$$

Din relaţie rezultă că bobinajul este cu atît mai mic cu cît latura pătratului este mai mică sau cu cît diametrul D este mai mare.

Ca exemplu numeric se poate lua $D = 200$ mm iar $S = 20$ mm ; se obţine $\frac{DS}{2} = 0{,}06$ mm, Deci pe deschiderea cheii S apare un bombaj total $DS = 0{,}12$ mm care practic este neglijabil, rezultînd lungimea laturii pătratului de 20 − 0,12 mm.

Materializînd figura 2 se poate obţine un dispozitiv de strunjit pătrat (fig. 3) format dintr-o coroană fixă cu dantură interioară, o roată planetară antrenată de un arbore cu fus excentric, raportul de transmitere al angrenajului fiind $\frac{1}{2}$. Pe roata planetară se fixează suportul portcuţit cu două cuţite, vîrfurile cuţitelor ocupînd poziţiile punctelor A şi B. Întregul dispozitiv se fixează pe batiul strungului ca o lînetă, antrenarea făcîndu-se de la universal printr-un cuplaj cardanic. Raza de reglarea a cuţitelor pentru un pătrat cu latura S va fi :

$$r_x = \frac{D}{4} - \frac{S}{2} \tag{22}$$

Practic această reglare se poate face cu un calibru cu falcă mobilă, care se fixează în centrul suportului portcuţit (în O_1).

Piesa cilindrică de prelucrat se fixează într-un dispozitiv, cu posibilitatea de centrare a piesei în centrul de rotaţie O, care la rîndul lui se fixează în portcuţitul strungului. Avansul îl are semifabricatul şi este identic cu avansul automat al căruciorului. Lungimea pătratului strunjit va fi cel mult H (fig. 3).

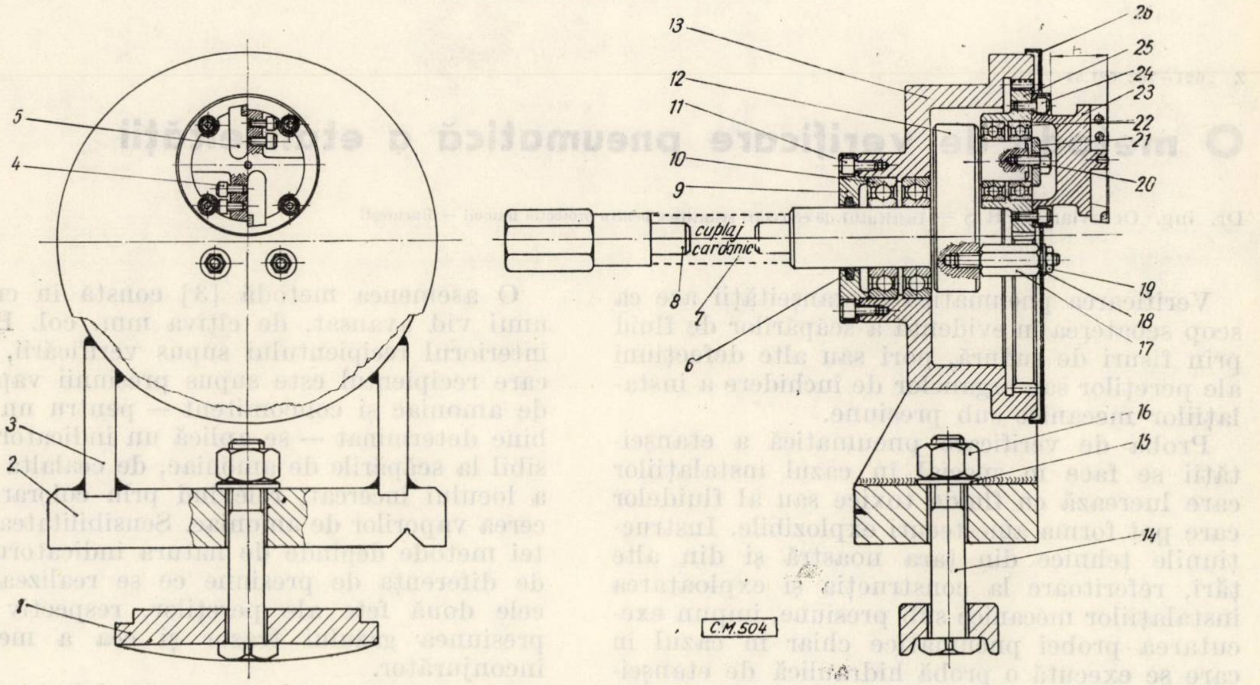


Fig. 3. Dispozitiv de strunjit pătrat:

1 – placă de strîngere; *2* – placă de bază; *3* – placă de susţinere; *4* – şurub cu locaş hex. M8 *5* – cuţit de strung; *6* – inel de etanşare; *7* – cuplaj cardanic *8* – antrenor; *9* – capac; *10* – rulment 6208; *11* – şurub cu locaş hex. M8; *12* – arbore excentric; *13* – carcasă (roată d.); *14* – şurub de strîngere; *15* – şaibă; *16* – piuliţă; *17* – şurub special; *18* – şaibă; *19* – piuliţă; *20* – şurub cu cap hex. M8; *21* – şaibă; *22* – rulment 6205; *23* – portcuţit; *24* – şurub cu locaş hex.M8; 25 – roată dinţată; *26* – placă apărătoare.

Aşchierea este intermitentă, însă şocurile de intrare în aşchie a cuţitelor sînt mici prin faptul că la intrare secţiunea aşchiei este zero, strunjirea făcîndu-se din bară rotundă.

Viteza maximă a conţinutului se obţine la mijlocul laturii pătratului (fig. 4):

$$v_1 = \omega \cdot \frac{D}{4} = \frac{\pi D_n}{2}, \ \frac{\text{mm}}{\text{min}} \qquad (23)$$

în care n este turaţia axului principal de la strung.

Viteza maximă este:

$$v_{max} = \pi(D - S)_n, \ \frac{\text{mm}}{\text{min}} \qquad (24)$$

sau:

$$v_{max} = \frac{\pi(D - S)n}{1\,000}, \ \frac{\text{m}}{\text{min}} \qquad (24')$$

Timpul de maşină pentru strunjirea unui pătrat de lungime H, mm, cu un avans de automat de s, $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$, va fi:

$$t = \frac{H}{n \cdot s}, \ \text{min} \qquad (25)$$

Desigur, există posibilitatea strunjirii a două feţe paralele cu un singur cuţit, a unui hexagon cu trei cuţite montate la 120° sau al unui dreptunghi cu două cuţite reglate la raze diferite ($O_1A \neq O_1B$).

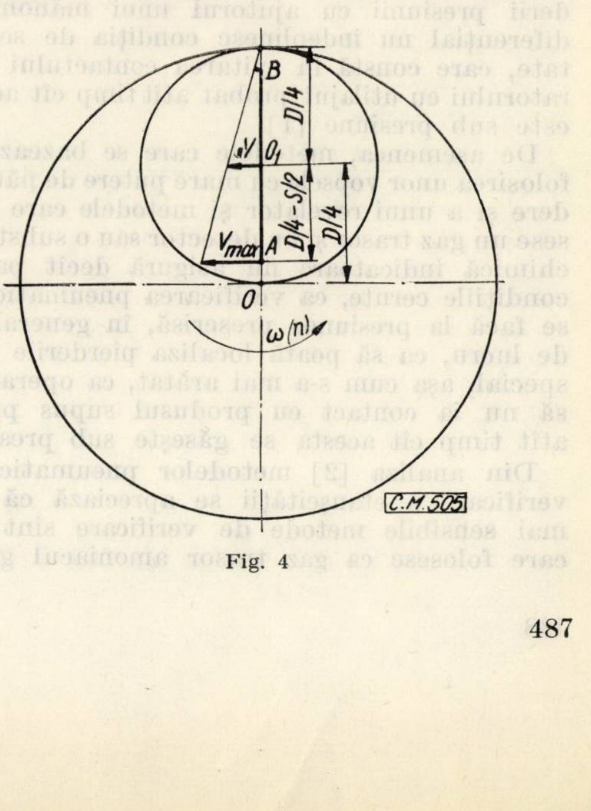


Fig. 4

Dispozitivul a fost executat în Uzinele Unirea din Cluj, cu $D = 200$ mm pentru $S = 0 \div 20$, mm, şi la experimentare a dat rezultate foarte bune, rezultînd o suprafaţă prelucrată mult mai fină decît cea obţinută prin frezare, într-un timp de maşină foarte redus. Un alt avantaj este că preţul de cost al sculelor folosite este mai mic decît preţul de cost al frezelor. Avantajele enumerate indică folosirea acestei metode în practică în cazul producţiei de serie.

◆

Z : 621–762 :621.54

O metodă de verificare pneumatică a etanşeităţii

Dr. ing. Octavian OPRIŞ — Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii — Bucureşti

Verificarea pneumatică a etanşeităţii are ca scop scoaterea în evidenţă a scăpărilor de fluid prin fisuri de sudură, pori sau alte defecţiuni ale pereţilor sau organelor de închidere a instalaţiilor mecanice sub presiune.

Proba de verificare pneumatică a etanşeităţii se face în special în cazul instalaţiilor care lucrează cu fluide toxice sau al fluidelor care pot forma amestecuri explozibile. Instrucţiunile tehnice din ţara noastră şi din alte ţări, referitoare la construcţia şi exploatarea instalaţiilor mecanice sub presiune, impun executarea probei pneumatice chiar în cazul în care se execută o probă hidraulică de etanşeitate sau de rezistenţă.

Metodele de verificare pneumatică a etanşeităţii nu satisfac, în general, condiţiile de securitate a operatorilor şi condiţiile tehnice care se cer anumitor instalaţii sub presiune. Astfel, metodele de verificare care se bazează şi pe scufundarea în apă a utilajului încercat şi observarea apariţiei eventualelor bule de aer, sau metodele care se bazează pe punerea în evidenţă a pierderilor prin măsurarea scăderii presiunii cu ajutorul unui manometru diferenţial nu îndeplinesc condiţia de securitate, care constă în evitarea contactului operatorului cu utilajul probat atît timp cît acesta este sub presiune [1].

De asemenea, metodele care se bazează pe folosirea unor vopsele cu mare putere de pătrundere şi a unui revelator şi metodele care folosesc un gaz trasor şi un detector sau o substanţă chimică indicatoare nu asigură decît parţial condiţiile cerute, ca verificarea pneumatică să se facă la presiunea prescrisă, în general cea de lucru, ca să poată localiza pierderile şi în special, aşa cum s-a mai arătat, ca operatorul să nu ia contact cu produsul supus probei atît timp cît acesta se găseşte sub presiune.

Din analiza [2] metodelor pneumatice de verificare a etanşeităţii se apreciază că cele mai sensibile metode de verificare sînt cele care folosesc ca gaz trasor amoniacul gazos. O asemenea metodă [3] constă în crearea unui vid avansat, de cîţiva mm. col. Hg, în interiorul recipientului supus verificării, după care recipientul este supus presiunii vaporilor de amoniac şi concomitent — pentru un timp bine determinat — se aplică un indicator, sensibil la scăpările de amoniac, de cealaltă parte a locului încercat, relevînd prin colorare trecerea vaporilor de amoniac. Sensibilitatea acestei metode depinde de natura indicatorului şi de diferenţa de presiune ce se realizează pe cele două feţe ale pereţilor, respectiv între presiunea gazului trasor şi cea a mediului înconjurător.

Ca indicator se recomandă folosirea unei soluţii de alizarină sau roşu de metil, deoarece soluţia de fenolftaleină nu este indicată avînd o sensibilitate redusă şi impunînd operarea în mediu apos. Atît soluţia de roşu de metil, care virează de la roşu la galben, cît şi soluţia de alizarină, care virează de la roşu la violet, au sensibilităţi ridicate, de valori apropiate. Benzile de pînză care urmează să fie aplicate pe cordoanele de sudură sînt impregnate cu soluţie în mai multe băi succesive uşor acidulate cu acid fosforic sau cu acid acetic, verificîndu-se de fiecare dată pH-ul, astfel încît acesta să rămînă puţin inferior limitei de virare.

Atunci cînd banda este aplicată pe locul de încercat, apare imediat o colorare a benzii în locul în care sînt scăpări datorită neetanşeităţii, culoare care permite localizarea neetanşeităţii deoarece imaginea apare direct pe locul scăpării şi se menţine mai multe minute.

Un inconvenient important al acestei metode este dispariţia după un timp relativ scurt a petei de culoare. De asemenea, o umiditate sporită poate determina difuzarea petei de culoare, care se estompează şi provoacă o scădere a concentraţiei de amoniac; aceasta devenind insuficientă, reduce sensibilitatea metodei. Un alt inconvenient este legat de faptul că amoniacul nu poate fi reţinut de reactiv, astfel încît în cazul unei scăpări slabe de amoniac, în raport cu cantitatea pierdută prin evaporare, pragul de virare nu este atins.

Sporirea sensibilităţii se poate obţine prin diminuarea pierderilor de amoniac, respectiv prin acumularea gazului la nivelul reactivului, fapt care poate fi obţinut prin utilizarea unui compus de adiţiune al amoniacului.

Dintre numeroşii compuşi de adiţiune pe care îi formează amoniacul se recomandă să se utilizeze complexul format cu clorura de calciu ($Cl_2Ca\ 8NH_3$). Folosirea clorurii de calciu are avantajul că reduce efectele scăpării de amoniac gazos, reţine amoniacul cumulativ în timp şi permite a se opera uscat în timpul întregii perioade de încercare. Un alt avantaj al folosirii unui compus de adiţiune constă în creşterea de cîteva zeci de ori a sensibilităţii în raport cu probele făcute cu benzi îmbibate direct în substanţe indicatoare.

Clorura de calciu uscată, de pe banda plasată deasupra locului controlat, are prioritatea de a reţine o durată mai mare de timp amoniacul, sub formă de complex, iar după tratarea ei cu roşu de metil imaginea scăpărilor apare în mod evident.

Amoniacul este reţinut în complexul format cu clorura de calciu o durată mare de timp, astfel că chiar la scăpări reduse, de exemplu dacă banda îmbibată cu clorură de calciu este expusă la o scăpare de 10^{-2} mm^3/s timp de numai două minute şi apoi este retrasă şi conservată 14 ore, ferită de umezeală, la sfîrşitul acestui interval de timp, la aplicarea soluţiei de roşu de metil, apare o imagine foarte precisă a scăpărilor. Stabilitatea acestui complex permite, prin efect cumulativ, să se descopere scăpări foarte slabe, deoarece se acumulează în timp o cantitate de amoniac suficientă pentru a atinge pragul de virare a roşului de metil.

Ca suport pentru reţinerea clorurii de calciu poate fi folosită hîrtia de filtru sau chiar benzi de pînză, rezultatele fiind aproape aceleaşi, se precizează însă că prepararea pînzelor necesită ceva mai mult timp şi reclamă mai multe impregnări.

Deoarece, la o presiune sub 2 kgf/cm^2, poate să apară un amestec detonant aer — amoniac gazos, este necesar ca în interiorul recipientului să se facă un vid de cîţiva mm. col. Hg înaintea introducerii amoniacului gazos, operaţie costisitoare mai ales în cazul unor volume mari.

În continuare se prezintă soluţie originală de verificare a neetanşeităţii. Originalitatea acestei soluţii constă în special în modul de introducere a amoniacului gazos în recipientul verificat, operaţie prin care se elimină necesitatea evacuării prealabile a aerului din recipient.

Această soluţie de verificare adoptată constă în general, ca şi în cazul metodei prezentate mai înainte, în introducerea în interiorul recipientului a unui amestec aer — amoniac gazos şi în acoperirea cordoanelor de sudură care urmează să fie verificate cu o bandă impregnată cu clorură de calciu. Amoniacul din amestecul aer — amoniac gazos este reţinut de clorura de calciu sub forma unui complex stabil (CL_2Ca8NH_3), reţinere care se poate face cumulativ în timp, prin mărirea duratei verificării, mărindu-se astfel precizia metodei.

Proprietatea de reţinere un timp îndelungat a amoniacului de către clorura de calciu dă posibilitatea ca banda impregnată cu clorură de calciu să se aplice pe cordoanele de sudură înainte de introducerea aerului sub presiune în recipient şi să se ridice numai după ce recipientul a fost scos de sub presiune.

Banda care constituie suportul complexului format de amoniac cu clorura de calciu se tratează ulterior cu o soluţie de roşu de metil sau de alizarină care reacţionează imediat cu amoniacul pus în libertate prin umezirea complexului, în felul acesta apărînd în mod evident imaginea scăpărilor.

Pentru a se evita formarea unui amestec exploziv de aer cu amoniac, în noua variantă perfecţionată se introduce în prealabil în vasul testat, aer pînă la presiunea de 5 kgf/cm^2, după care se introduce, în continuare, amoniac gazos dintr-o butelie pînă la atingerea unei presiuni de 5,2—5,3 kgf/cm^3, asigurîndu-se astfel un amestec aer — amoniac gazos de 4—6%.

Aplicarea în condiţii de securitate a acestei metode se poate face prin folosirea unui stand de probe format dintr-o cameră de verificare *A* cu pereţi rezistenţi, în care se amplasează recipientul supus verificării şi care asigură securitatea operatorului în timpul verificărilor în cazul spargerii recipientului care se încearcă, şi o cameră de comandă *B*, în care lucrează operatorul şi în care se găseşte amplasată aparatura de măsurare şi comandă.

În figura 1 se prezintă o schemă funcţională a unui montaj care permite aplicarea metodei descrise. În schemă apare recipientul supus verificării *1*, un manometru folosit pentru dozarea amstecului *2*, robinetele *3*, şi *4*, butelia de amoniac *5* şi compresorul *6* prevăzut cu un rezervor *7* şi un separator de ulei *8*. Funcţionarea acestui montaj este următoarea: avînd robinetul *3* închis, se deschide robinetul *4* şi se introduce, cu ajutorul compresorului *6*, aer în recipientul *1* pînă la atingerea presiunii de 5 kgf/cm^2, presiune care se măsoară cu manometrul *2*. Prin închiderea robinetului 4 şi deschiderea robinetului *3* se introduce amoniac din butelia *5* pînă cînd manometrul *2* indică presiunea de 5,2—5,3 kgf/cm^2; apoi se închide şi robinetul *3* şi se menţine sistemul sub presiune timp de o jumătate de oră, după care se descarcă, iar operatorul intră în camera de verificare și ridică sau tratează pe loc banda impregnată cu clorură de calciu (pe care, în cazul unor eventuale scăpări, s-a format complexul $CL_2Ca.8NH_3$) cu o soluție de roșu de metil sau de alizarină.

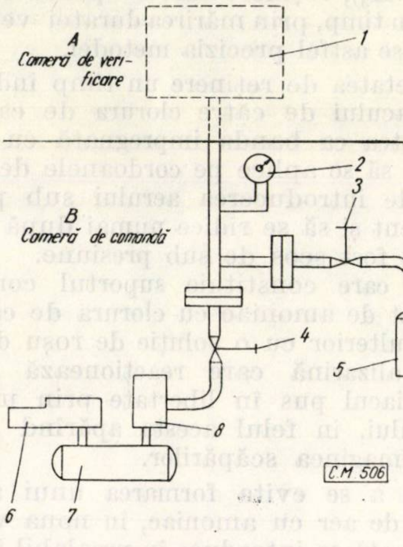


Fig. 1

Față de alte metode de verificare cu indicatori chimici se elimină operația de vidare a recipientului și în același timp, prin folosirea unui amestec de numai 4—6% amoniac în aer, soluția propusă este mult mai economică din punct de vedere al consumului de amoniac, problemă care se pune mai ales în cazul recipientelor de capacitate mare.

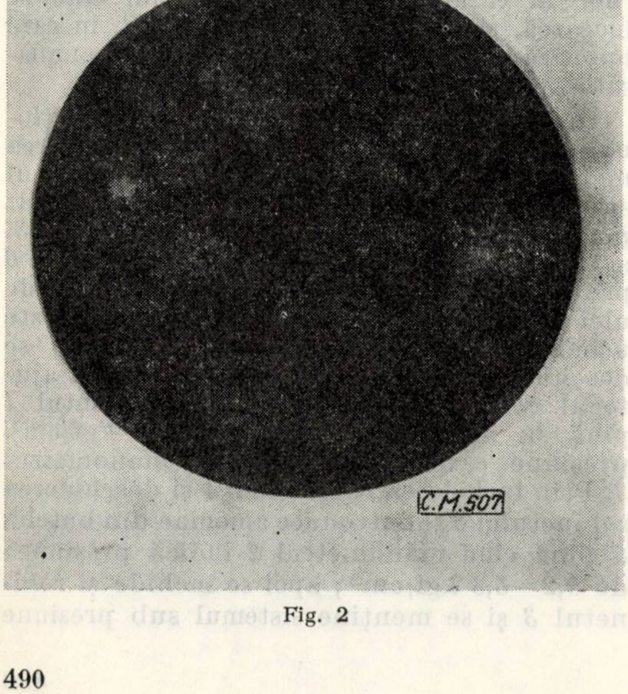


Fig. 2

Verificarea experimentală a sensibilității acestei soluții de verificare pneumatică a recipientelor sub presiune s-a făcut prin folosirea unei benzi de hîrtie impregnată cu clorură de calciu și ca revelator roșu de metil, prin folosirea unui amestec de 4—9% amoniac gazos în aer. Prin încărcarea unui recipient experimental cu un amestec de 4—6% amoniac gazos în aer, așezînd deasupra unor orificii cu diametrul de ordinul

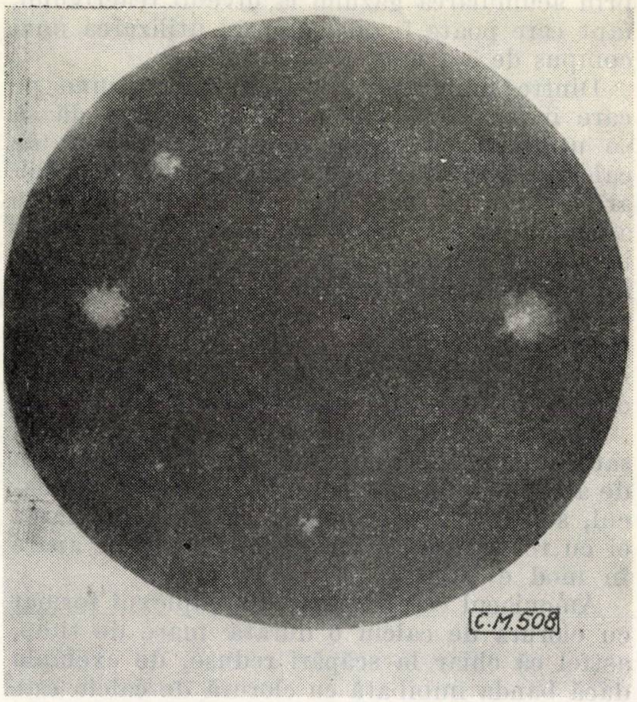


Fig. 3

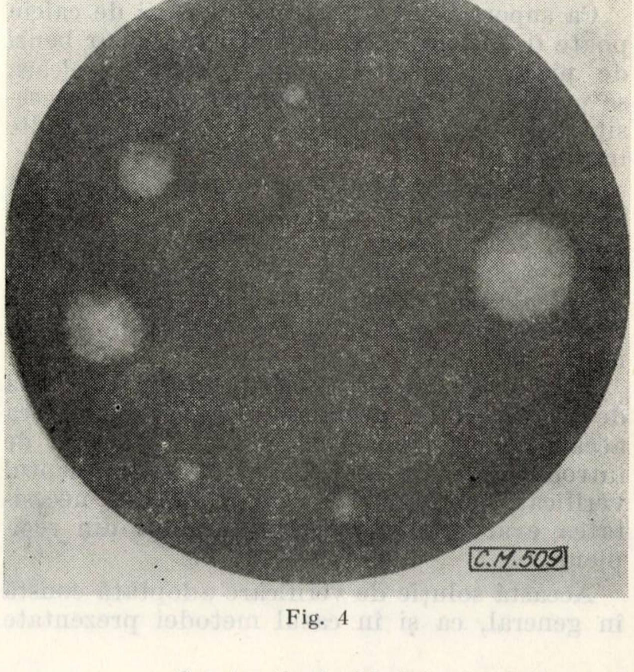


Fig. 4

micrometrelor o hîrtie de filtru îmbibată în soluţie de roşu de metil, s-au obţinut diferite imagini ale scăpărilor [4]. Astfel în figura 2 se prezintă imaginea scăpărilor după o expunere de un minut, în figura 3 se prezintă imaginea scăpărilor după o expunere de trei minute, iar în figura 4 imaginea scăpărilor de amoniac după o expunere de cinci minute.

Se apreciază că această metodă permite punerea în evidenţă a pierderilor de gaz, la un efect cumulativ dat de o expunere de cinci minute de ordinul 0,1 n.bar l/s (0,1 nanobar litru pe secundă — adică circa 1 cm^3 de gaz pe lună).

Experimentările efectuate cu benzi de hîrtie de filtru impregnate cu clorură de calciu au arătat că acestea pot reţine în stare uscată amoniacul un timp ce depăşeşte două ore.

În concluzie, metoda de verificare expusă atît din punct de vedere al condiţiilor tehnice cît şi din punct de vedere al securităţii muncii, asigurînd o detectare a scăpărilor cu o mare precizie şi sensibilitate. Securitatea operatorului, în cazul spargerii recipientelor supuse probei, se poate asigura prin comandarea de la distanţă a încărcării şi descărcării cu gaz sub presiune, operatorul neluînd nici un moment contact cu recipientul sub presiune.

Prin procedeul original de încărcare a recipientului supus verificării cu un amestec aer — amoniac se elimină necesitatea vidării prealabile a recipientului probat, operaţie dificilă şi costisitoare în cazul recipientelor cu un volum mare.

Aplicarea acestei metode nu ridică probleme deosebite de tehnicitate, ea putînd fi aplicată fără dificultate în cadrul întreprinderilor specializate. Metoda poate fi extinsă la verificarea pneumatică a recipientelor de orice volum şi chiar pentru presiuni mai mari decît 6 kgf/m^2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Opriş, O.* şi *Mereţ, N.* Cîteva condiţii tehnice şi de securitate a muncii ce se impun la verificările pneumatice de etanşeitate. În : Construcţii de Maşini, nr. 9, 1971.

[2] *Opriş, O.* Metode de verificare pneumatică a etanşeităţii. În : Buletinul I.S.C.I.R., nr. 2 şi nr. 7.

[3] *Trucher, N.* Contrôle de l'étanchéité et détection des fuites par test un gaz amoniac. În :Gaz industr., nr. 4, 1966.

[4] *Opriş, O.* Studiu privind realizarea unui stand pentru verificarea pneumatică, în condiţii de securitate, a etanşeităţii recipientelor sub presiune. Studiu I.C.S.P.M. — TS (I) 1—1969.

◆

CZ : 621.436.001.5

Metode de determinare a solicitărilor mecanice şi termice în piesele motoarelor Diesel

Ing. Dragoş SFINŢEANU — Institutul de cercetări şi proiectări echipamente termoenergetice – Bucureşti

Creşterea performanţelor motoarelor Diesel, realizată în principal prin creşterea presiunii de supraalimentare, a turaţiei şi prin îmbunătăţirea umplerii cilindrilor, conduce la creşterea corespunzătoare a solicitărilor mecanice şi termice ale pieselor motorului, prin creşterea presiunii maxime a gazelor de ardere, a forţelor de inerţie şi dezvoltării în spaţiul camerei de ardere a unei cantităţi de căldură mărite.

Din punct de vedere constructiv şi tehnologic, în fabricaţia motoarelor Diesel actuale se urmăreşte în mod sistematic realizarea de piese şi ansamble funcţionale capabile să suporte solicitări din ce în ce mai ridicate, ca urmare a creşterii performanţelor motoarelor. Progresele realizate în acest domeniu s-au datorat în special îmbunătăţirii caracteristicilor mecanice ale pieselor şi optimizării repartiţiei solicitărilor, redimensionarea pieselor rămînînd o soluţie secundară.

În lucrare sînt prezentate metode de cercetare privind determinarea solicitărilor mecanice şi termice în unele piese ale motorului (piston, culasă, bielă, carter, etc) şi considerarea efectului combinat al solicitărilor mecanice şi termice din punct de vedere al alegerii unor soluţii constructive optime pentru anumite nivele de solicitare.

Determinarea solicitărilor mecanice s-a efectuat prin măsurători de fotoelasticitate şi tensometrie.

Măsurătorile de fotoelasticitate au fost realizate cu ajutorul unor modele plane, executate din răşină epoxidică, care reproduc forma secţiunii piesei studiate. Prin încărcarea mecanică a modelelor şi iluminarea lor cu lumină polarizată au fost puse în evidenţă cîmpurile de eforturi în secţiunile studiate. Metoda fotoelastică permite determinarea reţelelor de curbe isocline, care reprezintă direcţiile eforturilor unitare principale şi reţelelor de curbe isocromate, reprezentînd valorile acestor eforturi.

În figurile 1 şi 2 sînt prezentate rezultatele determinărilor pentru două variante de piston pentru un motor Diesel rapid cu antecameră (1 500 rot/min, 350 CP, piston monobloc din aliaj de aluminiu — figura 1 — şi piston din două piese cu cap din oţel — figura 2), cu evidenţierea curbelor isocromate.

Metoda prezintă avantajul determinării calitative a solicitării : fluxul de forţe în secţiunea studiată şi zonele cu concentratori de eforturi. Acest fapt permite selecţionarea, în urma unor determinări succesive a unor soluţii constructive optime din punct de vedere al solicitărilor mecanice.

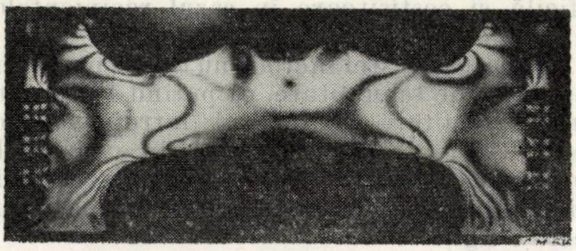


Fig. 1

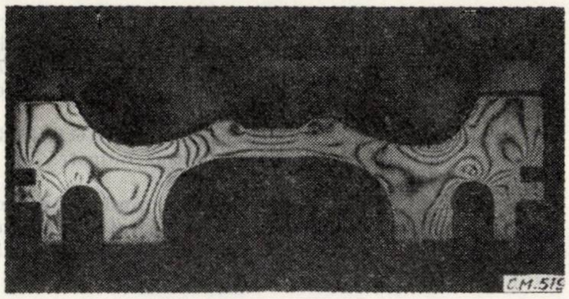


Fig. 2

Ca urmare a determinărilor prin fotoelasticitate se pot calcula eforturile unitare în piston, prin utilizarea unui criteriu de similitudine între model şi pistonul real. Deoarece în urma măsurătorilor repetate este posibilă apariţia unor tensiuni remanente în modelele de răşină epoxidică, care ar introduce erori în calculul eforturilor, determinarea cantitativă a acestora s-a efectuat prin măsurători tensometrice, pe pistonul real.

Măsurătorile tensometrice reprezintă metoda cea mai precisă pentru studiul solicitării pieselor cu arhitectură complicată. Ca exemplu se citează pistoanele executate din două piese (soluţie constructivă utilizată la motoare Diesel de performanţă, pentru tracţiune feroviară şi propulsie navală). Avînd în vedere forma complicată a acestor pistoane, utilizarea metodelor de calcul uzual, cu introducerea ipotezelor simplificatoare (considerarea capului pistonului ca un disc) ar introduce erori inacceptabile.

Metoda a fost utilizată pentru studiul comparativ al mai multor soluţii constructive de pistoane din două piese, în scopul selecţionării, pentru acelaşi tip de motor, a variantei celei mai favorabile din punct de vedere al solicitărilor mecanice.

Aplicarea traductorilor rezistivi s-a efectuat în zonele cele mai solicitate ale pistonului (fig. 3) precizate de determinările prin fotoelasticitate.

Măsurările s-au efectuat cu ajutorul unui dispozitiv, prin montarea bielei asamblată cu pistonul în dispozitiv şi comprimarea întregului ansamblu prin ulei introdus sub presiune în capul pistonului, corespunzător presiunii gazelor de ardere din cilindrul motorului.

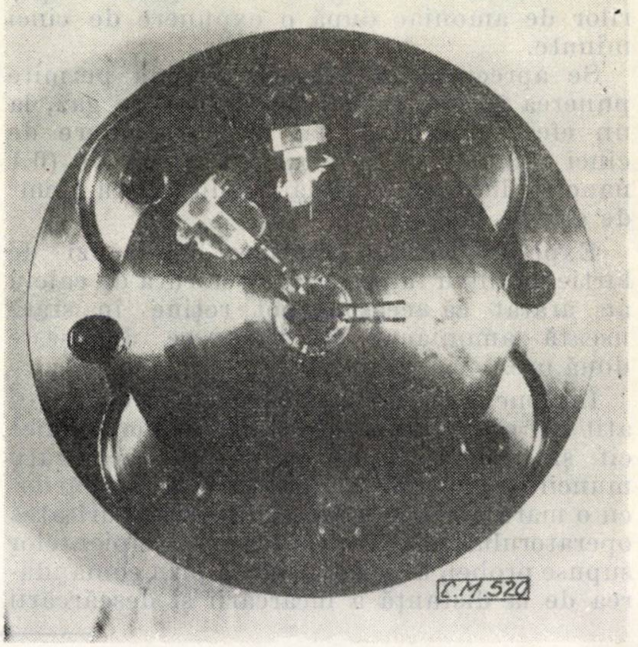


Fig. 3

Metoda de măsurare a fost prin „punte dezechilibrată", respectiv determinarea dezechilibrului apărut în circuitul unei punţi tensometrice ca urmare a variaţiei rezistenţei traductorilor, produsă de deformarea pistonului (punte fiind iniţial echilibrată).

În figura 4 sînt prezentate rezultatele măsurătorilor pentru două variante de piston din două piese cu răcire forţată (camere de răcire

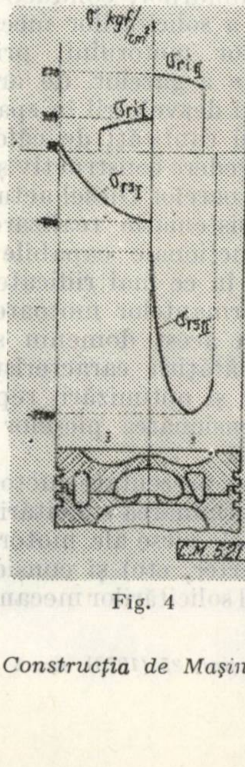


Fig. 4

inelară şi centrală). S-a reprezentat grafic variaţia eforturilor maxime (eforturile radiale în fibra superioară şi inferioară a capului pistonului σ_{rs}, σ_{ri}).

Se remarcă creşterea considerabilă a eforturilor în cazul variantei II, corespunzătoare camerei de răcire inelare dispuse în apropierea camerei centrale.

Măsurătorile tensometrice, asociate cu determinările prin fotoelasticitate permit selecţionarea soluţiei celei mai favorabile sub aspectul concentrării de eforturi mecanice şi al eforturilor maxime. În cazul pistonului, soluţia optimă finală rezultă din studiul efectului combinat al solicitărilor mecanice şi termice.

S-au efectuat şi măsurători tensometrice asupra bielei aceluiaşi motor, traductorii fiind aplicaţi în zonele indicate în figura 5. În diagrama din figura 6 este trasată variaţia eforturilor unitare în zonele considerate, în funcţie de presiunea aplicată asupra pistonului, evidenţiindu-se susceptibilitatea de flambaj al bielei.

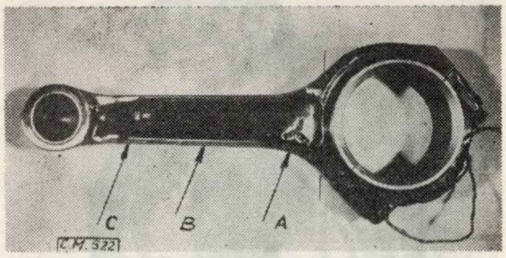


Fig. 5

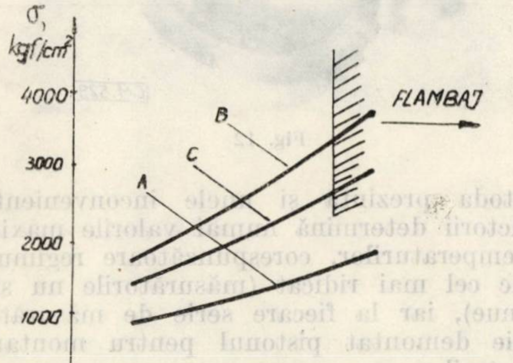


Fig. 6

Eforturile unitare în blocul motorului au fost măsurate în condiţii de funcţionare, traductorii fiind montaţi în circuitul unei instalaţii de oscilografiere, în scopul obţinerii variaţiei eforturilor în funcţie de sarcina motorului. În acest caz instalaţia de măsurare conţine, în afară de puntea tensometrică, un generator de oscilaţii care alimentează puntea, un amplificator al semnalului de ieşire şi un osciloscop (fig. 7). T_1, T_2 = traductori; P = potenţiometru; A = amplificator curent continuu; G = generator de oscilaţii; D = detector sensibil; O = osciloscop.

Traductorii au fost aplicaţi în zona scuturilor de separaţie a lagărelor palier, în dreptul prezoanelor de strîngere a capacelor lagărelor, zonă în care apar eforturile maxime.

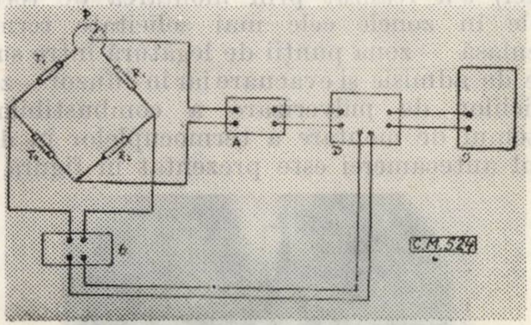


Fig. 7

Rezultatele măsurătorilor pentru una din zonele studiate sînt prezentate în figurile 8 şi 9.

Amplitudinea oscilaţiei reprezintă, la scara măsurărilor, deformaţia blocului în zona respectivă, cu ajutorul căreia se efectuează calculul efortului.

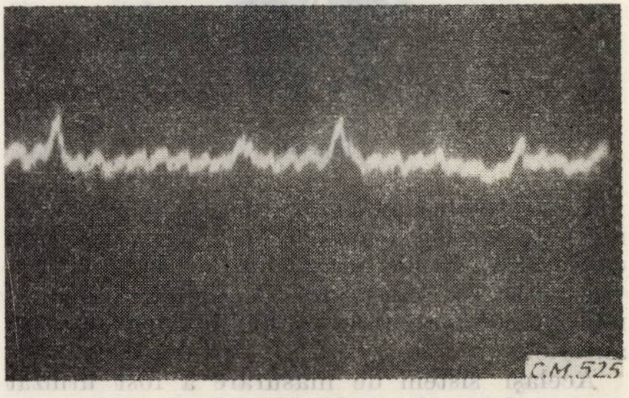


Fig. 8
Diagrama deformaţiilor la mers în gol (sarcină zero)

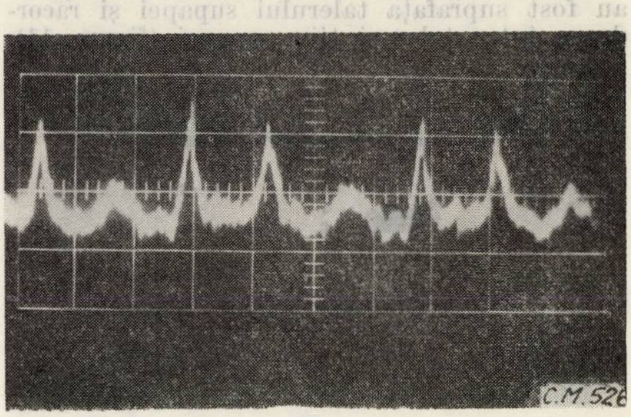


Fig. 9
Diagrama deformaţiilor la 75% sarcină a motorului

Evaluarea eforturilor de natură termică s-a efectuat în baza măsurării temperaturilor pieselor care mărginesc camera de ardere (piston, culasă, supape, difuzor antecameră), în condiţii de funcţionare a motorului, la diferite regimuri de sarcină a acestuia.

Măsurarea temperaturilor în piesele fixe ale camerei de ardere (culasă, difuzorul antecamerei) s-a realizat prin montarea de termocuple în zonele cele mai solicitate termic: în culasă — zona punţii de legătură între supapele de admisie şi evacuare iar în difuzor — zona orificiilor de pulverizare a combustibilului. Sistemul de montare a termocuplelor în difuzorul antecamerei este prezentat în figura 10.

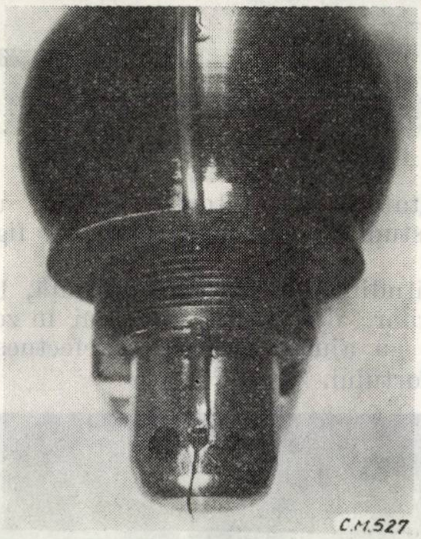


Fig. 10

Determinarea temperaturilor, la diferite regimuri de sarcină a motorului, s-a efectuat prin conectarea firelor termocuplelor la un milivoltmetru şi măsurarea tensiunilor electromotoare, diagrama de etalonare fiind stabilită anterior.

Acelaşi sistem de măsurare a fost utilizat pentru determinarea temperaturilor în supapele de evacuare şi admisie. Zonele de măsurare au fost suprafaţa talerului supapei şi racordarea între taler şi tija supapei (figura 11).

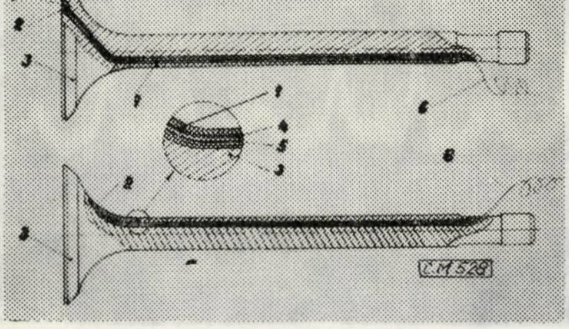


Fig. 11. Montarea termocuplelor în supapele de evacuare: *1* — strat de sudură; *2* — capul termocuplului; *3* — supapă; *4* — ţeavă de protecţie a termocuplului; *5* — termocuplu.

Pentru măsurarea temperaturilor în piston s-au utilizat două metode. Conform primei metode — temperaturile s-au determinat prin termocuple (montate în zona capului pistonului spre camera de ardere şi zona primului segment), legăturile cu instalaţia de măsură realizîndu-se periodic, în poziţia punctului mort inferior al pistonului, prin atingerea unor contacte montate pe piston (A) cu contacte corespondente (B), montate în carterul motorului (figura 12) şi conectate la aparatul de măsură.

Descrierea instalaţiei de măsurare este prezentată în lucrările (2) şi (3).

O altă metodă utilizată a fost măsurarea temperaturilor prin traductori executaţi din oţeluri speciale, a căror duritate variază în funcţie de temperatură după o curbă cunoscută, etalonată în prealabil. Avantajul principal al acestei metode constă în posibilitatea măsurării temperaturilor simultan într-un număr foarte mare de puncte.

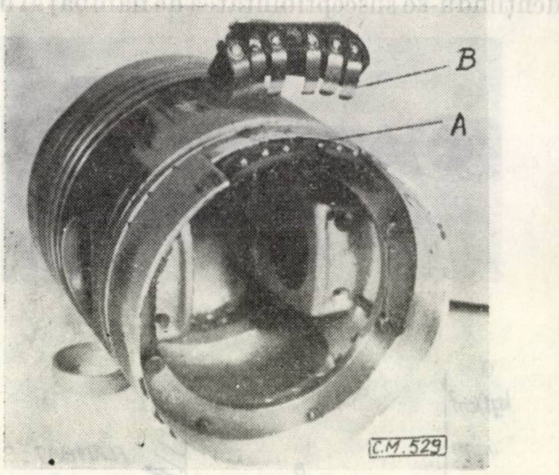


Fig. 12

Metoda prezintă şi unele inconveniente: traductorii determină numai valorile maxime ale temperaturilor, corespunzătoare regimului termic cel mai ridicat (măsurătorile nu sînt continue), iar la fiecare serie de măsurători trebuie demontat pistonul pentru montarea traductorilor.

Ca urmare a determinării temperaturilor pieselor care mărginesc camera de ardere, se poate efectua evaluarea solicitării termice a acestora, în raport cu forma lor constructivă, materialul şi condiţiile de răcire.

Astfel, pentru piesele cu configuraţie simplă (supape, difuzorul antecamerei) problema constă în general în compararea temperaturilor obţinute în urma măsurărilor cu temperaturile corespunzătoare punctelor de transformare structurală ale materialelor respective.

În cazul culaselor — măsurările descrise au rolul de a determina zonele susceptibile de fisurare datorită gradienţilor mari de temperatură, conducînd la alegerea unor soluţii constructive de răcire adecvate (canalizaţii de răcire în zonele cu temperaturi mari).

Determinarea temperaturilor în piston permite efectuarea unui calcul, introducînd unele ipoteze simplificatoare : considerarea capului pistonului ca un disc străbătut de un flux termic, cu repartiţia isotermelor stabilită ca urmare a măsurătorilor efectuate. Prin aplicarea relaţiilor de calcul al eforturilor unitare în discurile subţiri, introducînd valorile temperaturilor măsurate şi ale presiunii maxime a gazelor din cilindru, corespunzătoare regimurilor de funcţionare a motorului, se pot calcula eforturile unitare totale (termice şi mecanice). Acest calcul simplificat se poate aplica cu rezultate bune pistoanelor monobloc (figura 1). În cazul pistoanelor din două piese, cu arhitectură complicată (figurile 2 şi 4), este necesară aplicarea unor metode de calcul precise, de exemplu metoda elementelor de volum finite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sfinţeanu, D.* ş. a. Metode de investigaţie privind evaluarea eforturilor de natură mecanică şi termică în pistoanele motoarelor Diesel (Sesiunea de comunicări ştiinţifice ICPET — 1972).

[2] *Steinbrenner, H., Däuble G.* Entwicklungsstand der Kolben—Temperaturen — Messeinrichtung mit der Kontakt — Methode (MTZ nr. 7/1965).

[3] *Stoica, N.* Măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă (Construcţia de maşini nr. 8/1972).

CZ : 621.877.3.065

Asupra oscilaţiilor transversale la cablurile purtătoare ale macaralelor funicular

Conf. dr. ing. Vasile TĂRĂBOI — director Institutul Naţional de Informare şi Documentare Ştiinţifică şi Tehnică

Vasile Tărăboi a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic-Bucureşti în anul 1949.
Şi-a susţinut teza de doctorat în specialitatea Maşini de ridicat pentru construcţii.
Este conferenţiar la Facultatea de maşini şi utilaje pentru construcţii a Institutului de construcţii-Bucureşti şi director al Institutului naţional de informare şi documentare ştiinţifică şi tehnică.
Este autor a numeroase lucrări publicate în ţară şi în străinătate.

Cablurile purtătoare ale macaralelor funicular pot căpăta oscilaţii atît în perioada de montare cît şi în cea de exploatare.

Oscilaţiile transversale ale cablurilor purtătoare sînt provocate în perioada de montare a macaralei, ca urmare a operaţiilor de întindere ale cablului între cele două puncte de fixare (capetele pilonilor) precum şi datorită întinderii cablurilor de ancorare, ale pilonilor. În ultimul caz, ca urmare a întinderii cablurilor de ancorare, capetele pilonilor se deplasează, iar mărirea distanţei l dintre aceştia, are un efect perturbator asupra cablului purtător care de obicei începe să efectueze oscilaţii.

Oscilaţiile transversale ale cablurilor purtătoare în perioada de exploatare a macaralelor funicular pot fi provocate în general de următoarele cauze : oprirea bruscă pe verticală sau pe orizontală a sarcinii de manevrat ; variaţia în timp a masei sarcinii de manevrat (de exemplu la descărcarea bruscă a betonului dintr-o cupă) ; şocurile provocate de o exploatare necorespunzătoare a macaralei funicular.

De asemenea cablurile purtătoare ale macaralelor funicular de tip uşor, capătă oscilaţii transversale şi în momentul desprinderii de pe sol a unor sarcini cu greutăţi foarte mari, fapt observat în toate cazurile macaralelor utilizate de autorul acestui articol, în construcţia podurilor, unde sarcinile aveau greutăţi de 40 ... 50 tf.

Indiferent de cauza care le provoacă, oscilaţiile transversale ale cablurilor purtătoare au ca urmare modificări importante ale tensiunilor statistice care solicită cablurile. Din acest motiv este necesară atît studierea cauzelor care le produc (în scopul eventualei evitări a acestora) cît şi analizarea oscilaţiilor în scopul determinării valorilor tensiunilor suplimentare dinamice, astfel încît considerarea acestora în calcule să permită o proiectare corespunzătoare a macaralei funicular.

Se consideră că micile oscilaţii verticale ale cablului purtător, încărcat numai prin greutatea sa şi asimilat cu un fir flexibil (greu) sînt provocate de o forţă disipativă de tip vîscos proporţională cu viteza.

Asupra unui element de cablu cu lungimea dL_0 (fig. 1), acţionează deci greutatea sa, notată cu qdL_0 (q fiind greutatea unităţii de lungime a cablului), forţa de inerţie $-\rho\ddot{Z}dL$ şi forţă disipativă $k\ddot{Z}dL_0$, în care ρ este densitatea liniară de masă $\left(\rho = \frac{q}{g}\right.$; unde g este acceleraţia gravitaţiei) k este constanta forţelor vîscoase, iar $Z = Z(x, t)$ este ordonata variabilă a punctului M cu abscisa x.

Mai sus precum şi în cele ce urmează, punctele suprapuse notaţiilor considerate, reprezintă derivate parţiale ale funcţiilor respective în raport cu timpul.

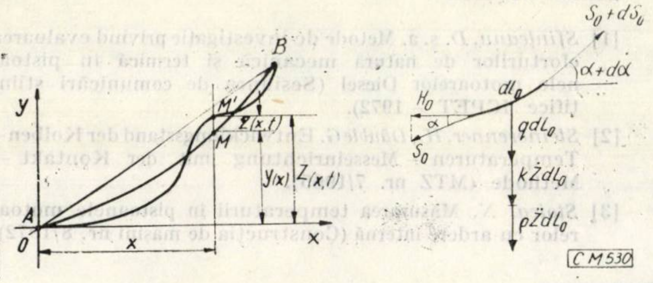


Fig. 1

Din figura 1 se observă că: $Z = y(x) + z(x, t)$ unde:

$y(x)$ este ordonata curbei funiculare încărcată cu sarcina uniform distribuită q aplicată static;

$z(x,t)$ — abaterea firului în timpul oscilaţiilor faţă de poziţia de echilibru static notată prin punctul M.

Ca urmare ecuaţiile de echilibru dinamic sînt:

$$S_0 \cos\alpha = H_0 = \text{const.}$$

$$\frac{d(S_0 \sin\alpha)}{dL_0} = q + k\dot{Z} + \rho\ddot{Z} \tag{1}$$

În cazul săgeţilor mici (rezultate după întinderea finală a cablului purtător) se poate înlocui $\frac{dx}{dL_0} = \cos\alpha$ prin $\cos\beta$ şi S_0 prin $\frac{H_0}{\cos\alpha}$; ca urmare, a doua ecuaţie a sistemului (1) devine:

$$\frac{\mathrm{d}\left(\frac{H_0}{\cos\alpha}\cdot\sin\alpha\right)}{\frac{dx}{\cos\beta}} = q + k\dot{Z} + \rho\ddot{Z}$$

sau

$$\frac{\mathrm{d}}{dx}(H_0 \operatorname{tg}\alpha) = \frac{1}{\cos\beta}(q + k\dot{Z} + \rho\ddot{Z})$$

Dacă se ţine seama că: $\operatorname{tg}\alpha = Z' = \frac{\partial Z}{\partial x}$ rezultă prin înlocuire şi transformări simple:

$$H_0 Z'' - \frac{k}{\cos\beta}\dot{Z} - \frac{\rho}{\cos\beta}\ddot{Z} = \frac{q}{\cos\beta} \tag{2}$$

Dacă în ecuaţia de mai sus se înlocuieşte $Z = y + z$ şi dacă se ţine seama că ecuaţia diferenţială a curbei funiculare în cazul static este:

$$H_0 y'' = \frac{q}{\cos\beta}$$

şi că $\dot{y} = \ddot{y} = 0$, întrucît funcţia y nu depinde de timp, se obţine ecuaţia cu derivate parţiale a oscilaţiilor transversale mici, libere, ale firului elastic:

$$\ddot{Z} + \lambda\mathring{Z} - v^2 Z'' = 0 \tag{3}$$

în care s-au notat cu:

$$2\lambda = \frac{k}{\rho} \tag{4}$$

şi viteza de deplasare v a punctului M cu:

$$v^2 = \frac{H_0 \cos\beta}{\rho} \cong \frac{S_0 \cos^2\beta}{\rho} \tag{5}$$

Se observă că ecuaţia (3) este liniară, omogenă şi cu coeficienţi constanţi. Soluţia acestei ecuaţii se poate căuta ca produs de funcţii de o variabilă (metoda separării variabilelor):

$$Z(x, t) = X(x)\, T(t) \tag{6}$$

Dacă se înlocuieşte relaţia (6) în ecuaţia (3) rezultă după împărţire prin $X(x)\,T(t)$: $\frac{\ddot{T} + 2\lambda\dot{T}}{T} = v^2\frac{X''}{X} = \gamma^2 = \text{const.}$ întrucît două funcţii de variabile diferite pot fi egale doar dacă se reduc la constante.

Ecuaţia diferenţială: $X'' - \frac{\gamma^2}{v^2}X = 0$ are soluţia generală:

$$X = C_1 e^{\frac{\gamma}{v}x} + C_2 e^{-\frac{\gamma}{v}x}$$

Pe de altă parte condiţiile la limită $Z(0, t) = Z(l, t) = 0$ duc la:

$$X_0 = X_{(l)} = 0,$$

adică:

$$C_1 + C_2 = 0 \text{ şi } -C_1 = +C_2$$

respectiv:

$$C_1 e^{\frac{\gamma}{v}l} + C_2 e^{-\frac{\gamma}{v}l} = 0$$

sau înlocuind constanta C_2 rezultă:

$$C_1 (e^{\frac{\gamma}{v} l} - e^{-\frac{\gamma}{v} l} = 0 \qquad (7)$$

Dar cum $C_1 \neq 0$ (în caz contrar ar rezulta că $X \equiv 0$ şi că $Z \equiv 0$, adică nu ar mai avea loc fenomenul oscilator), anularea parantezei ecuaţiei (7) cere ca:

$\frac{\lambda l}{v} = i\, n\pi$, unde $i = \sqrt{-1}$, iar n este un număr întreg.

Ca urmare rezultă:

$$X(x) = A \sin \frac{n\pi}{l} x \qquad (8)$$

În aceste condiţii ecuaţia diferenţială a funcţiei $T(t)$ devine: $\ddot{T} + 2\lambda \dot{T} + \frac{n^2 \pi^2 v^2}{l^2} T = 0$

Ecuaţia caracteristică a ultimei relaţii fiind:

$$r^2 + 2\lambda r + \frac{n^2 \pi^2 v^2}{l^2} = 0$$

cu rădăcinile

$$r_{1.2} = -\lambda \pm \sqrt{\lambda^2 - \frac{n^2 \pi^2 v^2}{l^2}}$$

Se admite în continuare că amortizarea oscilaţiilor este slabă, adică

$$\lambda^2 < \frac{\pi^2 v^2}{l^2} \leqslant \frac{n^2 \pi^2 v^2}{l^2}$$

aşa încît:

$$r_{1.2} = -\lambda \pm \mathrm{i}\, \Phi_n \text{; în care } \Phi_n = \sqrt{\frac{v^2 n^2 \pi^2}{l^2} - \lambda^2}$$

În aceste condiţii rezultă: $T_{(t)} = e^{-\lambda t}(C_3 \cos \Phi_n t + C_4 \sin \Phi_n t)$
aşa încît soluţia ecuaţiei (6) devine:

$$Z_{(x,t)} = A e^{-\lambda t} (C_2 \cos \Phi_n t + C_4 \sin \Phi_n t) \sin \frac{n\pi}{l} x \qquad (9)$$

Cum ecuaţia (1) este liniară, orice funcţie de forma ecuaţiei (9) fiind soluţie, şi combinaţiile lor liniare sînt soluţii.

În particular, se poate căuta soluţia problemei sub forma sumei infinite:

$$Z(x,t) = \sum_{n=0}^{\infty} (A_n \cos \Phi_n t + B_n \sin \Phi_n t) e^{-\lambda t} \sin \frac{n\pi}{l} x \qquad (10)$$

În expresia (10) constantele A_n şi B_n sînt încă necunoscute.

Dacă se observă că în absenţa amortizării $\lambda = 0$ şi deci

$$\Phi_n = \frac{n \pi v}{l} \qquad (11)$$

influenţa amortizării în nodul de oscilaţie „n" poate fi evidenţiată cu ajutorul factorului adimensional ξ_n definit prin

$$\Phi_n = \frac{n \pi v}{l} \zeta_n = \frac{n \pi v}{l} \sqrt{1 - \frac{\lambda^2 l^2}{n^2 \pi^2 v^2}} \qquad (12)$$

Constantele A_n şi B_n pot fi determinate acum cu ajutorul condiţiilor iniţiale, care în cazul general se admit de forma:

$$\left.\begin{aligned} Z(x, 0) &= \varphi(x) \\ \dot{Z}(x, 0) &= \varphi(x) \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Întrucît funcţiile φ şi ψ sînt definite pe segmentul $(0, l)$, se poate admite că aceste funcţii satisfac condiţiile Dirichlet şi deci că sînt dezvoltabile în serii Fourier, adică:

$$\left.\begin{aligned} \varphi(x) &= \sum_{1}^{\infty} \varphi_n \sin \frac{n\pi}{l} x \\ \psi(x) &= \sum_{1}^{\infty} \psi_n \sin \frac{n\pi}{l} x \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

în care coeficienţii Fourier sînt daţi de relaţiile cunoscute

$$\left.\begin{aligned} \varphi_n &= \frac{2}{l} \int_0^l \varphi(x) \sin \frac{n \pi x}{l} dx \\ \psi_n &= \frac{2}{l} \int_0^l \psi(x) \sin \frac{n \pi x}{l} dx \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

Dacă se impune acum ca soluţia generală (10) să satisfacă condiţiile (13) rezultă:

$$\begin{aligned} A_n &= \varphi_n \qquad (16) \\ -\lambda A_n + B_n \Phi_n &= \psi_n \end{aligned}$$

deci

$$B_n = \frac{\psi_n + \lambda\varphi_n}{\varphi_n}$$

aşa încît rezultă soluţia problemei oscilaţiilor libere ale cablului purtător:

$$Z(x,t) = \mathrm{e}^{-\lambda t} \sum_{n=0}^{\infty} \left(\varphi_n \cos \Phi_n t + \right.$$

$$\left. + \frac{\varphi_n + \lambda\varphi n}{\Phi_n} \sin \Phi_n t \right) \sin \frac{n \pi x}{l} \quad (17)$$

În absenţa amortizării oscilaţiilor, cînd:

$$\lambda = 0 \text{ şi } \Phi_n = \frac{n \pi v}{l}$$

ecuaţia (17) devine:

$$Z(x,t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left(\varphi_n \cos \frac{n \pi v}{l} t + \right.$$

$$\left. + \frac{\psi_n l}{n \pi v} \sin \frac{n \pi v}{l} t \right) \sin \frac{n\pi}{l} x \quad (18)$$

Soluţiile date de relaţiile (17) şi (18) pot fi prezentate şi sub o altă formă, care permite interpretarea fenomenului de propagare a undelor de-a lungul firului elastic.

Într-adevăr dacă se foloseşte formula cunoscută din trigonometrie:

$$\sin \frac{n\pi}{l} x \cos \Phi_n t = \frac{1}{2} \left[\sin \frac{n\pi}{l} (x + \zeta_n vt) + \right.$$

$$\left. + \sin \frac{n\pi}{l} (x - \zeta_n vt) \right]$$

şi dacă se observă că λ fiind prin ipoteză mic rezultă:

$$\zeta_n \cong 1 - \frac{1}{2} \frac{\lambda^2 l^2}{n^2 \pi^2 v^2} \cong 1$$

ecuaţia (17), în ipoteza condiţiilor iniţiale,

$$\varphi(x) \neq 0 \text{ şi } \psi \neq 0$$

devine:

$$Z(x,t) = \frac{\mathrm{e}^{-\lambda t}}{2} \sum_{1}^{\infty} \varphi_n \left[\sin \frac{n\pi}{l} (x + vt) + \right.$$

$$\left. + \sin \frac{n\pi}{l} (x - vt) \right]$$

Însă, după cum rezultă din ecuaţiile (14) şi (15):

$$\sum_{1}^{\infty} \varphi_n \sin \frac{n\pi}{l} \xi = \varphi(\xi) \text{ pentru } 0 \leqslant \xi \leqslant l.$$

aşa încît dacă se admite că: $0 \leqslant (x \pm vt) \leqslant l$ se poate scrie că:

$$Z(x,t) = \frac{\mathrm{e}^{-\lambda t}}{2} [\varphi(x + vt) + \varphi(x - vt)] \quad (19)$$

Interpretarea formulei (19) este imediată.

Dacă se presupune că se realizează o perturbaţie locală a firului (cablului) $\varphi(x)$ la momentul $t = 0$, aceasta se propagă în ambele sensuri (unda progresivă şi unda regresivă), cu o viteză (pe orizontală):

$$v = \sqrt{\frac{H_0 \cos \beta}{\rho}} \quad (20)$$

şi cu amplitudini care descresc monoton cu timpul (datorită efectului factorului $\mathrm{e}^{-\lambda t}$).

După atingerea capătului fixat cel mai apropiat, unda respectivă se reflectă şi continuă apoi să se deplaseze prin fir (cablu) în sens opus, deci în acelaşi sens cu cealaltă undă (unda progresivă), dar decalată spaţial faţă de aceasta. Dacă perturbaţia $\varphi(x)$ a fost provocată suficient de aproape faţă de un capăt al firului (cablului), fie de exemplu la distanţa b faţă de reazemul din stînga, $b \ll 1$, unda regresivă atinge punctul fix la momentul $t = = \frac{b}{v}$ şi se deplasează după reflectare în urma undei directe şi în acelaşi sens cu acesta, distanţa dintre cele două creste fiind de ordinul 2 b (fig. 2).

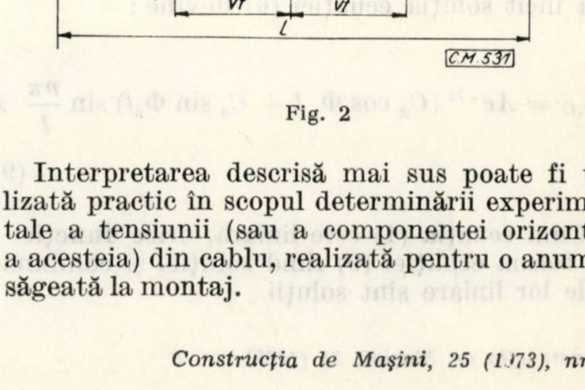


Fig. 2

Interpretarea descrisă mai sus poate fi utilizată practic în scopul determinării experimentale a tensiunii (sau a componentei orizontale a acesteia) din cablu, realizată pentru o anumită săgeată la montaj.

Într-adevăr viteza de deplasare a undelor în lungul firelor elastice poate fi pusă şi sub forma : $\nu = \frac{v}{2l}$; în care ν este frecvenţa oscilaţiilor şi l lungimea firului. În cazul cablului considerat, $l = L_0$, iar frecvenţa ν poate fi determinată experimental cu uşurinţă, fiind suficiente în acest scop: un dispozitiv simplu de provocare a perturbaţiilor iniţiale şi un sistem de cronometrare. Ca urmare, se pot număra (prin palpare) oscilaţiile cablului — în locul de aplicare a forţei perturbatoare, într-o anumită perioadă de timp (măsurată cu sistemul de cronometrare), oscilaţii ce au fost realizate cu dispozitivul de provocare a perturbaţiilor. Cum numărul de oscilaţii în perioada de timp t, determinate în modul arătat mai sus, reprezintă chiar frecvenţa se poate calcula apoi viteza v şi în funcţie de aceasta se poate determina cu suficientă exactitate practică tensiunea din cablul considerat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baral, I. E.* şi *Ilavinskii, V. I.* Kabelnîie kranî, Moscova, 1964.

[2] *Bogoliobskii, V. I.*, ş.a. Provolocenie kanatî, Moscova, 1950.

[3] *Naftali, S.* Funiculare, Bucureşti, Ed. Tehnică, 1958.

[4] *Courant, H.* Metodî matematiceskoi fiziki, Moscova, Gostehizdat, 1951.

[5] *Nowacki, W.* Dinamica sistemelor elastice, Bucureşti, Ed. Tehnică, 1969.

[6] *Courbon, J.* Vibration des poutres, în Annales de l'Institut tehnique du bâtiment et des travaux publics, nr. 262, oct. 1969.

[7] *Redlov, T.* şi *Moşu, N.* Asupra vibraţiilor proprii neliniare ale firului elastic, în Bul. Institutului Politehnic din Braşov, X, 1968.

[8] — Deformaţiile dinamice ale cablului sub sarcini mobile, în Wasserwirtschaft und Technik, nr. 12—13, 1937.

[9] *Czitary, E.* Dinamica cablurilor. În Wassserwirtschaft, nr. 15—16, 1931.

[10] *Dukeliskii, A.I.* Podvesnîie kanatnîi dorogi i kabelnîie kranî, Moscova, 1966.

[11] *Redlov, T.* Fire elastice, Bucureşti, Ed. de stat didactică şi pedagogică, 1962.

[12] *Borelli, R.* Calcoli sulli teleferiche, Torino, 1928.

[13] *Cappeloni, G.* Teleferiche, funiculari aeree, Milano, 1925.

[14] *Cretin, M. F.* Les transporteurs aériens à câbles, Paris, 1921.

[15] *Plavinski, V—I.* Funiculare demontabile, I.D.T., Bucureşti, 1949.

[16] *Sternberg, L.* Novîe reşenia v proektah unikalnîh kabelnînîh kranov, în Promîşlenoe stroitelistvo, nr. 5, 1963.

[17] *Bergman, R.* Kennziffern zur technischen Charakteristik von Kabelkranen, în : Hebezeuge und Fördermittel, nr. 5, 1962.

[18] *Bogdev, A.* Opredeliane na optimalnogo otnositelno provisvane na noseţotă vîje s nepodvijno zakrepeni kraiţa na kablnii mostovi kabelni kranove, in Stroitelstvo nr. 3, 1968.

[19] — Swiss dams, new methods, bigger results. În Engineering Construction World, mart. 1969.

[20] *Dressler, M.* şi *Wodicka, O.* Funicular uşor folosit în industria forestieră, în Transport intern uzinal, I.D.T., nr. 8, 1967.

[21] *Cruciani, F.* Macaraua funicular tip Cruciani la construcţia ,,autostrăzii soarelui'' din Italia, în Bauplanung Bautechnik, nr. 3, mar. 1960.

[22] — Macaraua funicular oscilantă ,,Cruciani''. În Revue du matériel d'entreprise, nr. 38, apr. 1964.

[23] *Tărăboi, V.* Macarale pe cabluri utilizate pentru construcţia podurilor şi montarea prefabricatelor grele, Bucureşti, I.D.T., 1964.

[24] *Tărăboi, V.* Macarale funiculare pentru prafabricatele grele ; Comunicare prezentată la Simpozionul : ,,Contribuţii la rezolvarea unor probleme de organizarea şi mecanizarea lucrărilor de construcţii'', Bucureşti, 1964.

[25] *Tărăboi, V.* Macarale pe cabluri (funicular) destinate construcţiilor de poduri şi civile. Comunicare prezentată la a X-a Sesiune ştiinţifică a Institutului de Construcţii Bucureşti, 1965.

[26] *Tărăboi, V.* Macarale pe cabluri destinate construcţiilor de poduri (Construcţii executate şi încercări realizate) în Buletinul ştiinţific al Institutului de Construcţii Bucureşti, nr. 14, A, 1965.

[27] *Tărăboi, V.* Construcţii realizate în R.S. România de macarale funicular tip ,,uşor'' pentru sarcini foarte grele şi cu dimensiuni mari. În Tipizarea şi Standardizarea în construcţia de maşini, MICM, II, nr. 2, 1972.

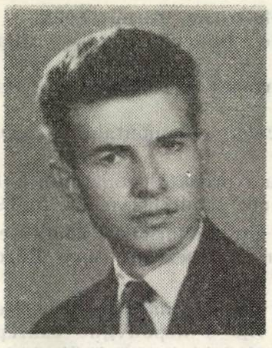
[28] *Tărăboi, V.* Calculul la durabilitate a organelor de maşini, Bucureşti, I.D.T., 1957.

[29] *Tărăboi, V.* Organe noi de maşini, Bucureşti, Ed. Tehnică, 1962.

CZ : 658.788.5

Curbe ataşate unei comenzi în vederea aproximării la contractare a termenelor de livrare

Mat. Valerian VLASIE şi ing. Ladislau CSIZOVSZKY de la Uzina de construcţii de maşini – Reşiţa


V. Vlasie

Valerian Vlasie a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universităţii din Cluj secţia de calculatoare electronice, în anul 1965. Este doctorand în cercetări operaţionale la aceeaşi facultate, îndeplinind funcţia de lector la Institutul de subingineri din Reşiţa şi avînd funcţia de bază de matematician la Centrul de calcul al grupului de uzine-Reşiţa.

Cunoaşterea cît mai precisă şi rapidă a termenelor de livrare a unei comenzi, joacă un rol deosebit în activitatea unei întreprinderi.

Determinarea exactă a termenului de livrare a unei comenzi se poate face abia după ce comanda a fost definitiv aprobată şi s-a întocmit întreaga documentaţie necesară. Acest lucru cere însă un timp destul de lung, putînd ajunge în unele cazuri chiar şi la luni de zile. O cunoaştere imediată a unui termen aproximativ de livrare a comenzii către beneficiar, este binevenită. Pentru aceasta este necesară cunoaşterea gradului de încărcare a secţiei unde comanda respectivă urmează a fi prelucrată, ciclul de fabricaţie al comenzii [3] precum şi încărcarea adusă secţiei de această comandă.

Pentru determinarea încărcării secţiei adusă de o comandă dată, este suficient să se cunoască curba caraceristică a comenzii. Prin curbă caracteristică a unei comenzi înţelegîndu-se mulţimea de puncte din plan, a căror ordonate, dau la fiecare moment t de pe abscisă, numărul de ore normă consumate în acel moment pentru prelucrarea comenzii resective.

Evident, porţiunea de abscisă cuprinsă sub curbă nu este altceva decît ciclul de fabricaţie T_n al comenzii considerate.

Alura curbelor caracteristice a comenzilor poate fi cea arătată în figura 1.

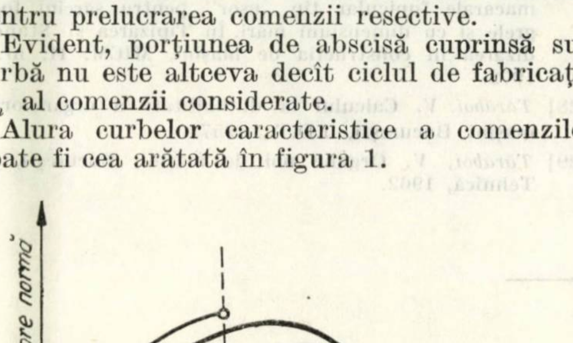


Fig. 1. Alura posibilă a curbelor caracteristice pentru diferite comenzi.

Determinînd la contractare curba caracteristică a comenzii respective şi suprapunînd-o peste încărcarea secţiei unde urmează să aibă loc prelucrarea, se poate deduce momentul în care comanda poate intra în fabricaţie şi deci şi termenul de livrare.

În vederea determinării curbei caracteristice a comenzii, fiecare secţie trebuie să dispună de curbele caracteristice ale tuturor produselor pe care le prelucrează.

Curba caracteristică a unui produs dintr-o comandă. Prin curba caracteristică a unui produs dintr-o comandă se înţelege mulţimea punctelor din plan a căror ordonată reprezintă suma orelor normă consumate pînă la momentul t de pe abscisă, pentru fabricarea produsului respectiv.

Se consideră că unei comenzi îi corespunde o familie de curbe paralele, fiecare curbă, fiind o curbă caracteristică a produsului respectiv.

Dacă Q_1 este numărul de ore normă afectate produsului aunci această familie de curbe poate fi închisă într-un dreptunghi a cărui bază este T_n iar înălţimea Q_1 aşa cum se vede din figura 2.

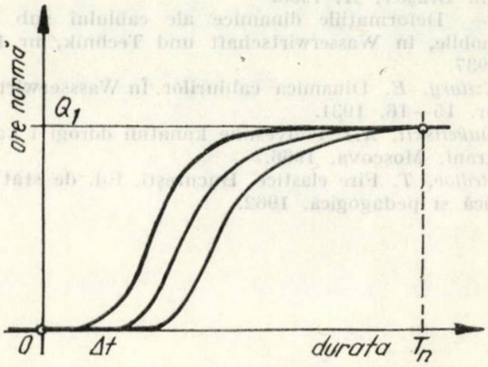


Fig. 2. Curbele caracteristice ale produsului într-o comandă compusă din trei produse.

Determinarea curbei caracteristice a unui produs, necesită, în general, o muncă minuţioasă şi plină de atenţie. Cu cît alura ei este mai aproape de realitate cu atît calculele în care ea este folosită sînt mai exacte, însă cu cît curba are o formă mai apropiată de cea reală, cu atît punctele pentru determinarea ei se înmulţesc, iar calculul devine din ce în ce mai anevoios.

Metoda cea mai bună de lucru, mai ales dacă se dispune de un calculator electronic este ca această curbă să fie dată prin puncte, lucru pe care Serviciul postcalcul îl poate efectua nu cu prea mult efort dacă pe abscisă se consideră punctele din lună în lună (unitatea de timp pe abscisă să fie luna). Dacă ciclul de fabricaţie al comenzii este suficient de lung vom avea destule puncte pe abscisă pentru a ne da seama de forma curbei.

Nu vom căuta să determinăm ecuaţia curbei, întrucît dacă în cazul cel mai simplu am vrea s-o aproximăm cu un polinom Lagrange gradul acestuia ar fi destul de mare. (Dacă L este nr. de puncte gradul polinomului va fi $L - 1$).

Să presupunem astfel că durata ciclului de fabricaţie al unei comenzi este de L luni. Deobicei dacă $L \geqslant 6$ putem să dăm curba prin puncte. Dacă însă $L \leqslant 6$, se va căuta să se aproximeze cu un polinom*) evident de gradul $g \leqslant 5$. Fie aşadar punctele de pe abscisă : $t_1 \ldots, t_L$ unde $L \leqslant 6$, polinomul ce aproximează funcţia Q_1 (t) pe aceste puncte va fi dat de formula :

$$Q_1(t) = \frac{(t-t_2)(t-t_3)\ldots(t-t_L)}{(t_1-t_2)(t_1-t_3)\ldots(t_1-t_L)} Q_1(t_1) + $$

$$+ \frac{(t-t_1)(t-t_3)\ldots(t-t_L)}{(t_2-t_1)(t_2-t_3)\ldots(t_2-t_L)} \cdot Q_1(t_2) +$$

$$+ \cdots + \frac{(t-t_1)(t-t_2)\ldots(t-t_{L-1})}{(t_L-t_1)(t_L-t_2)\ldots(t_L-t_{L-1})} \cdot Q_1(t_L)$$

Fie curba caracteristică $Q_1(t)$ determinată cu ajutorul uneia dintre metodele descrise mai sus. Atît timp cît tehnologia de fabricaţie a unui produs nu suferă modificări esenţiale, curba $Q_1(t)$ îşi păstrează forma. Presupunînd că într-o secţie oarecare S din uzină se fabrică r tipuri de produse, pentru fiecare din acestea se va determina o curbă caracteristică. În cazul că secţia respectivă primeşte o comandă pentru produsele căreia nu dispune de curba respectivă adică produsele considerate n-au mai fost fabricate, va trebui să se aproximeze curba lor caracteristică cu una din care dispune. De aici rezultă necesitatea clasificării tuturor tipurilor de produse fabricate în secţia S după asemănarea acestora în fabricaţie. Pe măsură ce se asimilează un produs nou, la început curba sa caracteristică va fi aproximată cu una cunoscută din categoria unde se poate clasifica produsul respectiv, iar apoi se determină şi pentru aceasta curba sa caracteristică.

În marea majoritate a cazurilor nu se dispune însă de o comandă care să conţină un singur produs. Astfel s-ar părea că determinarea punctelor curbei caracteristice a produsului devine dstul de anevoioasă. În realitate însă lucrurile stau mult mai simplu.

Fie o comandă oarecare din n produse pentru care nu cunoaştem repartiţia cumulată a orelor normă pe un produs în fiecare lună. Fie T_1 momentul livrării primului produs din comandă iar T_2 momentul livrării ultimului produs al comenzii. Se poate acum uşor determina durata de intrare în lucru dintre două produse. Astfel:

$$\Delta t = \frac{T_2 - T_1}{n - 1}$$

Determinarea ordonatelor $Q_1(t)$ a punctelor curbei caracteristice a produsului devine acum foarte simplă.

Curba caracteristică a produsului se determină dintr-o comandă ce a fost executată anterior şi a cărei fabricaţie a decurs normal fără alte intervenţii. Această comandă este scoasă din catalogul de încărcare a secţiei respective care conţine fiecare comandă executată, modul cum aceasta a încărcat secţia şi cîte ore normă au fost necesare în fiecare lună a ciclului de fabricaţie, aşa cum se vede şi din tabela 1. Catalogul de încărcare al unei secţii. Cifrele superioare reprezintă orele normă afectate comenzii în luna respectivă, iar cele inferioare dau gradul de încărcare al secţiei cu comenzile respective.

---

*) Dacă se dipune de timp şi mijloace de calcul se poate aproxima curba dintr-un polinom Lagrange şi pentru un număr mare de puncte.

Tabela 1

Secţia 280

Capacitate max. lunară =·······

Nr. crt.	Luna/comanda	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1.	Comanda C 1	150 150	1110 1110	1120 1120	1120 1120	1135 1135	150 150	15 15	
2.	Comanda C 2	160 310	1100 2210	1230 2350	1465 2585	1245 2380	1065 1215	165 180	10 10

Comanda fiind cunoscută din catalog, pentru ea se pot determina orele normă cumulate pentru fiecare lună în parte. Rezultă astfel un şir de puncte de forma : $(1, a_1)$; $(2, a_2)$; . . . (n, a_n) unde, evident, abscisele sînt lunile din ciclul de fabricaţie al comenzii respective iar a_i sînt orele normă cumulate pentru fiecare lună. Astfel pentru comanda C_1 din catalog corespunde şirul : (1, 150) ; (2, 1260) ; (3, 2380) ; (4, 3500) ; (5, 4635) ; (6, 4785) ; (7, 4800).

Reprezentînd grafic aceste puncte rezultă curba cumulată a comenzii. Cu ajutorul ei determinarea ordonatelor punctelor curbei caracteristice a produsului se face cu destulă uşurinţă folosind relaţiile :

$$\begin{aligned} Q_1(0) &= 0 \\ Q_1(\Delta t) &= a(\Delta t) \\ Q_1(2\Delta t) &= a(2\Delta t) - Q_1(\Delta t) \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ Q_1(n\Delta t) &= a(n\Delta t) - Q_1((n-1)\Delta t) - \ldots - Q_1(\Delta t) \end{aligned}$$

care sînt evidente, iar valorile pentru $a\ (n\Delta t)$ se iau din graficul curbei cumulate a comenzii.

Valorile $Q_1(t)$ găsite astfel se trec într-o fişă [3] ce conţine produsul respectiv şi toate comenzile referitoare la acest produs.

La schimbări radicale ale tehnologiei de fabricaţie a produsului respectiv va trebui recalculată această curbă caracteristică a produsului.

La sosirea unei comenzi, se va consulta curba caracteristică a produsului respectiv, iar cu ajutorul ei se va putea determina cu destulă uşurinţă curba caracteristică a comenzii, care aşa cum s-a arătat şi mai sus se va căuta să se plaseze în tabela de încărcare a secţiei prelucrătoare (tabela 1) de unde va rezulta imediat şi termenul de livrare.

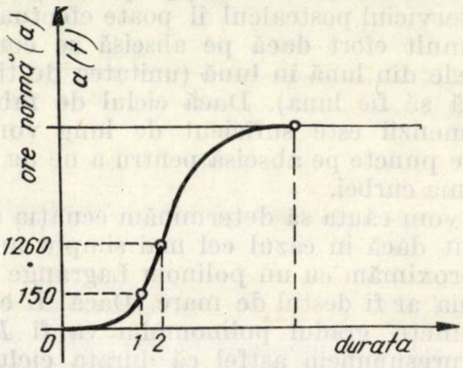


Fig. 3. Alura curbei cumulate a comenzii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rancu, N., Tovissi, L.* Analiza statistico-matematică a calităţii producţiei industriale.

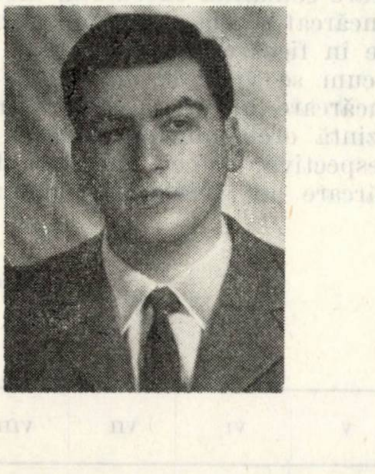
[2] *Weinberg, F.*, Termingrossplannung.

[3] *Vlasie, V., Csizovszky, L.* Aproximarea la contractare a ciclului de fabricaţie a comenzii în întreprinderile cu producţie de serie mică şi mijlocie. Rev. Construcţia de maşini, nr. 4/1972.

NOI MATERIALE DOCUMENTARE

Prelucrarea automată a datelor (I)

Ing. Marius MENDELOVICI – I.N.I.D.



Marius Mendelovici a absolvit Facultatea de transporturi – secţia mecanică – a Institutului politehnic din Bucureşti, în 1962. Pînă în 1966 a fost inginer la Uzinele Griviţa Roşie din Bucureşti. Apoi, în cadrul Institutului central de documentare tehnică, a lucrat la serviciile : Construcţii de maşini, Informarea cadrelor de conducere, Studii şi cercetări. Din 1971 lucrează ca redactor principal în cadrul Serviciului de perfecţionare a cadrelor din documentare al Institutului Naţional de Informare şi Documentare. Este lector la cursurile de informatică documentară organizate de INID în Bucureşti şi în alte mari centre industriale ale ţării, pentru instruirea şi perfecţionarea specialiştilor cu studii superioare care activează în domeniul informării documentare sau sînt beneficiari ai documentării. A experimentat – pentru prima dată în ţară – unele tipuri de sisteme documentare moderne (cu bandă perforată, cu calculator electronic de birou), rezultatele acestor încercări fiind publicate în revistele Studii şi cercetări de documentare şi Probleme de informare şi documentare.

Este autor al unor manuale de informatică documentară, scrise pentru prima dată în ţara noastră, dintre care se disting volumele : Metode de înmagazinare şi regăsire a informaţiilor şi Sisteme de înmagazinare şi regăsire a informaţiilor, apărute în 1971, Inmagazinarea şi regăsirea informaţiilor, în două volume, apărute în 1972 şi Bazele matematice şi tehnice ale prelucrării automate a datelor şi informaţiilor documentare, în trei părţi apărută în 1973.

1. Elemente de prelucrare automată a datelor

1.1. *Sistemul de prelucrare automată a datelor*

Prin *prelucrare automată a datelor* se înţelege în general, realizarea diferitelor operaţii asupra datelor – cum ar fi înregistrarea, sortarea, interclasarea, operaţiile aritmetice, operaţiile logice – cu ajutorul calculatoarelor electronice.

Un *sistem de prelucrare automată a datelor* (SPAD) este un anamblu constituit, în principal, din cinci elemente de bază : set de echipamente numit „hardware; set de programe de comandă şi de serviciu, numit „software"; programele utilizatorului; set de proceduri de operare; personal calificat, numit „liveware".

Principalele caracteristici ale unui SPAD, care diferenţiază de altfel aceste sisteme de sistemele cu echipament mecanografic, sînt : existenţa memoriilor, existenţa programelor. de lucru şi existenţa programelor de exploatare.

1.1.1. *Hardware*

Hardware-ul unui SPAD (fig. 1) cuprinde echipamente care pot realiza următoarele funcţiuni, absolut necesare prelucrării datelor cu mijloace automatizate :

a) *Pregătirea datelor*, constînd în convertirea tuturor datelor din limbajul natural într-un limbaj-maşină, adică trecerea acestor date pe purtători de informaţie citibili direct de unităţile de intrare (input) ale calculatorului. În tabela 1 sînt prezentate principalele dispozitive de pregătire a datelor şi purtătorii în limbaj-maşină pe care îi produc.

Operaţiile de pregătire a datelor pot cuprinde şi anumite prelucrări (fizice) cum ar fi : sortare, interclasare, executate „off-line" (nu în calculator de obicei pe cartele perforate, folosind un echipament adecvat : sortatoare, interclasoare, ş.a. În alte cazuri, aceste operaţii se fac în calculator, prin programe adecvate de sortare sau interclasare.

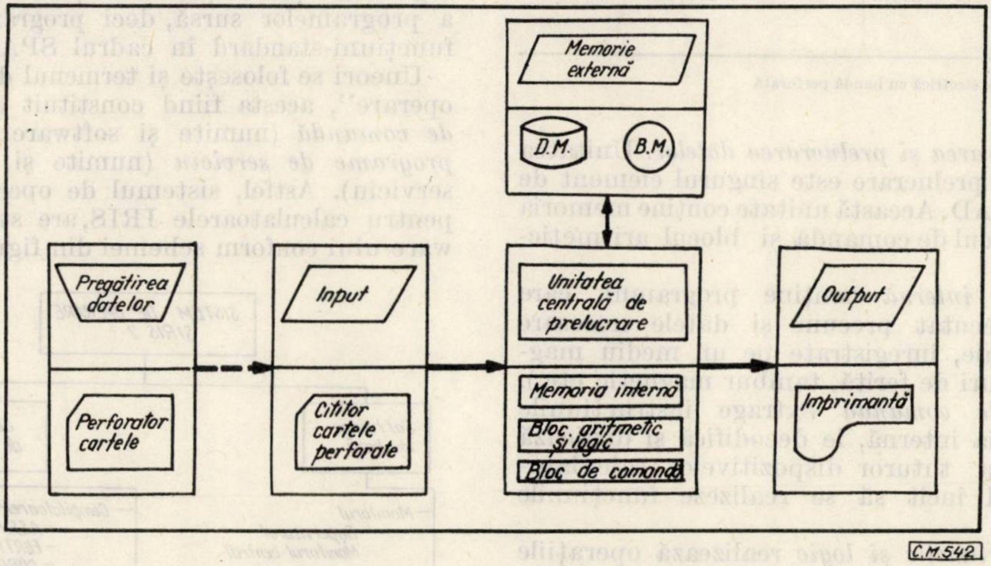


Fig. 1

Tabela 1

Dispozitive de pregătire a datelor	Purtători de informaţii produşi
Perforator de cartele	Cartele perforate
Verificator de cartele	Cartele perforate (verificate)
Perforator de bandă	Bandă perforată
Înregistrator pe bandă magnetică	Bandă magnetică
Maşină cu înregistrare de caractere citibile optic*)	Documente scrise cu caractere codificate*)
Înregistrator cu cerneală magnetică	Documente scrise cu caractere magnetice
Terminal de colectare a datelor	Purtător în limbaj-maşină, de ex. cartelă perforată

În general, operaţiile de pregătire a datelor sînt scumpe, consumă un timp mare şi introduc multe erori. De aceea există o tendinţă de a se elimina, pe cît posibil, operaţiile manuale cum ar fi perforarea cartelelor, prin scrierea direct codificată într-un limbaj-maşină a documentului original sau prin realizarea unui by-produs în limbaj-calculator odată cu scrierea documentului original (cum este cazul la folosirea Flexowriter-ului*). De asemenea, prin folosirea unor maşini de scris on-line se poate intra cu datele direct în calculator, fără vreo pregătire prealabilă.

b) *Input-ul*, constînd în introducerea datelor, de pe purtătorii în limbaj-maşină în calculator. Dispozitive specializate ale calculatorului „citesc" purtătorii pregătiţi în limbaj-maşină şi trimit datele în memoria internă a calculatorului. Tabela 2 cuprinde principalele dispozitive de intrare şi purtătorii corespunzători pe care e pot „citi”. Cele mai uzuale dispozitive de intrare sîntcititoarele de cartele preforate.

---

*) OCR – optical character recognition (recunoaşterea optică a caracterelor)

X) Maşina de scris electrică cu bandă perforată.

Tabela 2

Dispozitive de intrare	Purtători de intrare
Cititor de cartele	Cartele perforate
Cititor de bandă	Bandă perforată
Cititor de caractere magnetice	Cecuri de bancă
Cititor de caractere optice OCR	Documente codificate OCR
Maşină de scris la consola calculatorului	Scriere la maşină

* Maşină de scris electrică cu bandă perforată

c) *Memorarea şi prelucrarea datelor.* Unitatea centrală de prelucrare este singurul element de calcul al SPAD. Această unitate conţine memoria internă, blocul de comandă şi blocul aritmetic-logic.

Memoria internă conţine programul care trebuie executat precum şi datele necesare execuţiei sale, înregistrate pe un mediu magnetic (miezuri de ferită, tambur magnetic etc.). *Blocul de comandă* extrage instrucţiunile din memoria internă, le decodifică şi dirijează funcţionarea tuturor dispozitivelor calculatorului astfel încît să se realizeze funcţiunile specificate.

Blocul aritmetic şi logic realizează operaţiile aritmetice (adună, scade, înmulţeşte, împarte), compară datele, le deplasează etc.

d) *Memorarea datelor şi programelor în memoria auxiliară sau externă.* Organizată pe medii, magnetice cu capacitate mare de memorare (discuri magnetice, benzi magnetice, cartele magnetice ş.a.), memoria externă conţine fişiere de date şi de programe direct accesibile unităţii centrale de prelucrare.

e) *Output-ul,* constînd în ieşirea rezultatelor pe purtători citibili de om sau tot pe purtători în limbaj-maşină.

În tabela 3 se prezintă cele mai uzuale dispozitive de ieşire şi purtătorul produs. Cel mai uzual dispozitiv de ieşire este imprimanta, dar în ultimul timp o mare utilizare au căpătat-o display-urile CRT, în special la folosirea calculatorului de la distanţă (teleprelucrare).

1.1.2. *Software*

Software-ul unui SPAD cuprinde programele de calculator care facilitează operarea configuraţiei de către utilizator.

Tabela 3

Dispozitiv de ieşire	Purtător produs
Imprimantă	Hîrtie
Perforator de cartele	Cartele perforate
Perforator de bandă	Bandă perforată
Display vizual CRT*)	Imagine pe ecran
Plotter (trasator de curbe)	Curbe trasate pe hîrtie

*) CRT — cathode ray tube (tub cu raze catodice)

În general, prin software se înţeleg programele de programare (automată) şi operare, puse la dispoziţie de fabricantul calculatorului sau de firme specializate de software. Astfel de programe sînt cele de sortare a datelor, organizare şi întreţinere a fişierelor, translatare a programelor sursă, deci programe realizînd funcţiuni-standard în cadrul SPAD.

Uneori se foloseşte şi termenul de „sistem de operare”, acesta fiind constituit din *programe de comandă* (numite şi software de bază) şi *programe de serviciu* (numite şi software de serviciu). Astfel, sistemul de operare SIRIS 2, pentru calculatoarele IRIS, are structura software-ului conform schemei din figura 2.

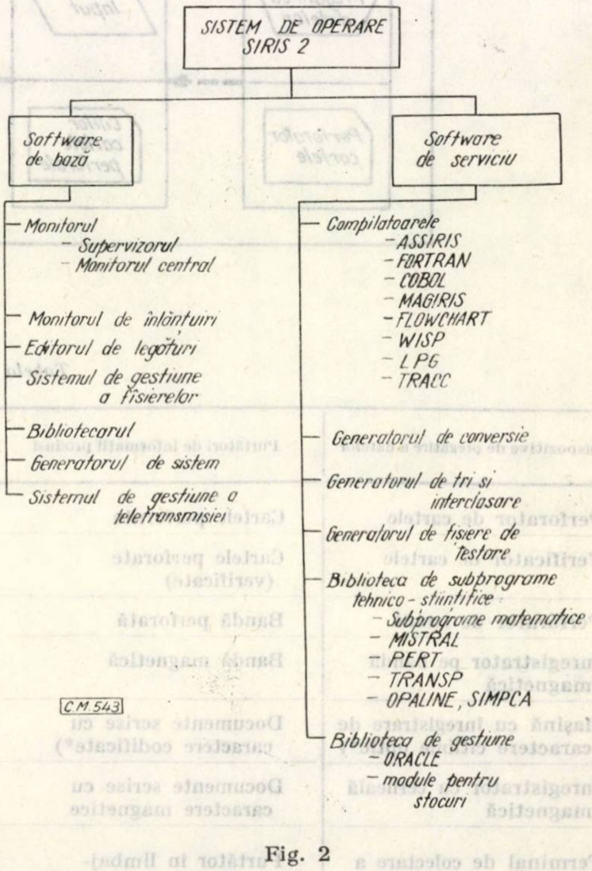

SISTEM DE OPERARE SIRIS 2
Software de bază
Software de serviciu
Monitorul
- Supervizorul
- Monitorul central
Monitorul de înlănţuiri
Editorul de legături
Sistemul de gestiune a fişierelor
Bibliotecarul
Generatorul de sistem
Sistemul de gestiune a teletransmisiei
Compilatoarele
- ASSIRIS
- FORTRAN
- COBOL
- MAGIRIS
- FLOWCHART
- WISP
- LPG
- TRACC
Generatorul de conversie
Generatorul de tri şi interclasare
Generatorul de fişiere de testare
Biblioteca de subprograme tehnico-ştiinţifice
- Subprograme matematice
- MISTRAL
- PERT
- TRANSP
- OPALINE, SIMPCA
Biblioteca de gestiune
- ORACLE
- module pentru stocuri
C.M. 543

Fig. 2

Software-ul permite o exploatare raţională a resurselor hardware SPAD ; un sistem de operare bun poate „salva” un hardware slab, iar un software ineficace poate compromite o configuraţie de calcul foarte bună. Folosind o tehnică de „segmentare", în memoria internă se păstrează numai partea strict necesară a sistemului de operare, alcătuind aşa-numitul „sistem de operare rezident", iar restul programelor se păstrează în memoria externă, pe un disc magnetic numit „disc-sistem".

1.1.3. *Programele utilizatorului*

Un „program" constă într-un set de instrucţiuni pentru calculator, în vederea realizării de către acesta a operaţiilor necesare îndeplinirii unei sarcini anumite. Un „job" (sau o „lucrare") de prelucrare sa datelor poate necesita un număr de programe; utilizatorul, în mod normal, îşi scrie programele sale proprii pentru a fi „rulate" pe configuraţia sa. Totuşi, se pot procura programe pentru aplicaţii generale de la firme proiectante de software. Termenii „rutină" şi „program" sînt, într-un fel, sinonime. Totuşi există o diferenţă : o rutină se referă la un set de instrucţiuni pentru efectuarea unui proces anumit (input, output etc.), pe cînd programul poate consta în una sau mai multe rutine, ca de exemplu rutinele de intrare, de prelucrare şi de ieşire.

1.1.4. *Proceduri de operare.*

Operarea unui SPAD necesită existenţa unui set de proceduri pentru obţinerea şi pregătirea datelor, pentru operarea calculatorului pentru difuzarea rezultatelor (ieşirilor din sistem), sau pentru iniţierea unor noi programe. Aceste proceduri includ „paşi" de control, cum sînt acţiunile ce trebuie făcute în eventualitatea producerii erorilor sau în cazul unei funcţionări defectuoase a echipamentului.

1.1.5. *Personalul* (liveware)

Prelucrarea automată a datelor necesită un personal specializat calificat, cele trei funcţiuni majore în cadrul SPAD fiind prezentate în tabela 4.

Cele şapte etape principale ale utilizării unui calculator pentru rezolvarea unei probleme date sînt prezentate în figura 3.

1.1.6. *Metoda de prelucrare*

În cadrul unui SPAD, prelucrarea datelor se poate face în mod periodic (prelucrare denumită „în loturi succesive" sau „batch mode") sau imediat ce datele au fost introduse în calculator (denumită prelucrare „în timp real"). În cazul cînd SPAD este utilizat simultan de mai mulţi utilizatori se spune că prelucrarea este „în timp divizat" sau „time-sharing".

În cazul prelucrării în loturi succesive, datele ce trebuie prelucrate sînt acumulate de-a lungul unei perioade de timp, prelucrarea efectuîndu-se în mod practic. Această metodă este foarte eficientă, dar ea implică întotdeauna o întîrziere la prelucrare. Prelucrarea în timp real presupune ca fiecare tranzacţie să fie prelucrată imediat ce a fost primită, neexistînd timp pentru formarea unui lot de tranzacţii. Acest tip de prelucrare este utilizat în aplicaţiile în care răspunsul dat de calculator trebuie să se obţină în scurt timp de la punerea problemei, cum este cazul la rezervarea locurilor la avion, la conducerea unui proces tehnologic sau la ghidarea unei nave spaţiale.

Tabel 4

Denumirea funcţiunii	Descrierea funcţiunii
Analist de sisteme	– Studiul fluxului informaţional şi al cerinţelor în legătură cu prelucrarea datelor – Proiectare a succesiunii de operaţii (organigrama sistemului) – Pregătirea diferitelor specificaţii pentru sistemul de prelucrare
Programator	– Codificarea programelor de calculator, pe baza specificaţiilor pregătite de analistul de sisteme
Operator calculator	– Operarea calculatorului

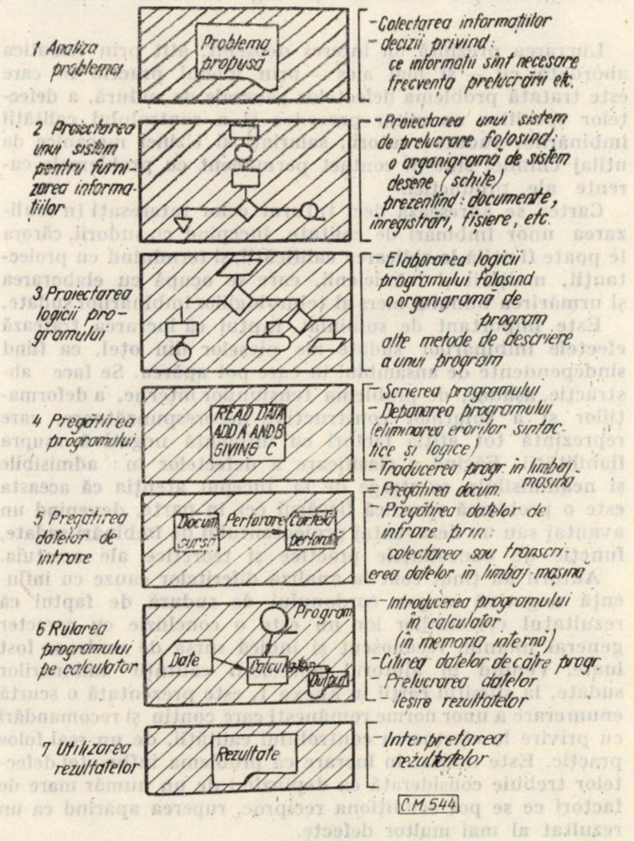

1 Analiza problemei
Problema propusă
-Colectarea informaţiilor
-decizii privind:
ce informaţii sînt necesare
frecvenţa prelucrării etc.
2 Proiectarea unui sistem pentru furnizarea informaţiilor
-Proiectarea unui sistem de prelucrare folosind:
o organigramă de sistem
desene (schiţe)
prezentînd: documente, înregistrări, fişiere, etc.
3 Proiectarea logicii programului
-Elaborarea logicii programului folosind
o organigramă de program
alte metode de descriere a unui program
4 Pregătirea programului
READ DATA
ADD A AND B
GIVING C
-Scrierea programului
-Depanarea programului (eliminarea erorilor sintactice şi logice)
-Traducerea progr. în limbaj-maşină
-Pregătirea docum.
5 Pregătirea datelor de intrare
Docum. sursă
Perforare
Cartele perforate
-Pregătirea datelor de intrare prin:
colectarea sau transcrierea datelor în limbaj-maşină
6 Rularea programului pe calculator
Program
Date
Calculator
Output
-Introducerea programului în calculator (în memoria internă)
-Citirea datelor de către progr.
-Prelucrarea datelor
-Ieşire rezultatelor
7 Utilizarea rezultatelor
Rezultate
-Interpretarea rezultatelor
C.M.544

Fig. 3

La prelucrarea în timp divizat, mai mulţi utilizatori dispun de cîte un ,,terminal'' de intrare/ieşire prin intermediul căruia pot avea acces la acelaşi calculator în acelaşi timp. Calculatorul alocă fiecărui utilizator cîte o mică ,,fereastră'' de timp, cu repetiţie frecventă, astfel încît fiecare utilizator are impresia că este singurul beneficiar al calculatorului, obţinînd rezultatele într-un timp foarte scurt.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baltac, V.* Calculatoare electronice numerice, note la cursuri postuniversitare. Facultatea Automatică Bucureşti, nov. 1971 febr 1972.

[2] *Călin, V.* Prezentarea sistemului de prelucrare automată a datelor Lecţie CEPECA, 1971.

[3] *Chapin, N.* An introduction to automatic computers, New York, Van Nostrand, 1957.

[4] *Costake, N.* Alegerea sistemelor electronice numerice de prelucrare a informaţiei, Bucureşti, Ed. tehnică, 1970.

[5] *Davis, G.* Introduction to electronic computers, New York, Mc. Graw-Hill, 1971.

[6] *Marinescu, V.* Sisteme de prelucrare automată a datelor. Lecţia CEPECA, 1970.

[7] *Mendelovici, M.* Înmagazinarea şi regăsirea informaţiilor. Vol. I : principii şi metode, vol. II: Echipamente şi tipuri de sisteme, Bucureşti, IDT, 1972.

Îmbunătăţirea calităţii îmbinărilor sudate

Dr. ing. Lupu Baraf şi ing. Maria Saboc—Editura tehnică 1973

Lucrarea prezintă un interes deosebit, atît prin tematica abordată cît — şi mai ales — prin modul practic în care este tratată problema defectelor generale de sudură, a defectelor specifice anumitor procedee şi a controlului calităţii îmbinărilor sudate ; autorii, salariaţi ai Uzinei mecanice de utilaj chimic, sînt în contact permanent cu problemele curente ale producţiei.

Cartea se adresează deci tuturor celor interesaţi în realizarea unor îmbinări de calitate, începînd cu sudorii, cărora le poate fi utilă la ridicarea calificării, şi terminînd cu proiectanţii, maiştrii şi tehnicienii, care se ocupă cu elaborarea şi urmărirea bunului mers al tehnologiilor îmbinărilor sudate.

Este important de subliniat faptul că lucrarea tratează efectele îmbinărilor sudate ale pieselor din oţel, ca fiind sindependente de ansamblul în care pot apărea. Se face abstracţie, aşadar, de problema tensiunilor interne, a deformaţiilor şi a soluţiilor constructive necorespunzătoare, care reprezintă tot atîţia factori cu influenţă negativă asupra fiabilităţii. Făcînd o clasificare a defectelor în : admisibile şi neadmisibile, se atrage de la început atenţia că aceasta este o problemă specifică fiecărui ccz în parte, devenind un avantaj sau un dezavantaj proiectantului de îmbinări sudate, funcţie de cunoştinţele practice şi teoretice ale acestuia.

Autorii au ţinut cont la analiza diferitelor cauze cu influenţă negativă asupra cordonului de sudură de faptul că rezultatul cercetărilor lor nu este o concluzie cu caracter general unanim recunoscut şi indică sursa de unde au fost luate. Venind în ajutorul aprecierii calităţii îmbinărilor sudate, la sfîrşitul cărţii în anexa 1, este prezentată o scurtă enumerare a unor norme româneşti care conţin şi recomandări cu privire la efectuarea controlului calităţii, de un real folos practic. Este indicat în lucrare că problema influenţei defectelor trebuie considerată ca depinzînd de un număr mare de factori ce se pot condiţiona reciproc, ruperea apărînd ca un rezultat al mai multor defecte.

În *prima parte* a lucrării sînt prezentate defectele generale la sudarea cu arc electric a oţelurilor, şi anume : fisuri, pori şi sufluri, incluziuni, lipsă de pătrundere, lipsă de topire, supraîncălzire, arderea cordonului de sudură, precipitarea carburilor, formarea fazei σ, contaminarea, defecte de formă, stropi, gaze în suduri. Poate puţin cam scolastic — dar în acest fel mai bine conturat — se face definirea fiecărui defect în parte, urmărită de o clasificare a factorilor ce favorizează apariţia efectelor. Sînt analizate pe rînd şi amănunţit cauzele principale ale apariţiei defectului şi măsurile tehnologice ce pot dcce la diminuarea lor. În încheierea fiecărui paragraf ce tratează un defect anume, există — şi apreciem ca deosebit de util — un capitol referitor la remedierea îmbinării sudate care prezintă respectivul efect.

De fiecare dată sînt arătate efectele defectelor de sudură asupra comportării îmbinărilor în exploatare, ajutînd astfel la depistarea mai uşoară a fisurilor.

Partea a doua analizează efectele specifice anumitor procedee de sudură ca : sudarea în mediu de argon, sudarea în mediu de bioxid de carbon, sudarea cu fascicul de electroni, sudarea în capete, defectele îmbinărilor la sudarea în puncte, sudarea cu gaze.

La fiecare din procedeele amintite, este tratată calitatea îmbinării, cauzele apariţiei defectelor specifice, efectele acestor efecte şi modul lor de remediere.

Numeroasele desene introduse în această parte a lucrării — fiecare însoţit de consideraţie competente — sînt în măsură să dea celui interesat o primă imagine a cazurilor ce pot apare în practică, ajutîndu-l la diagnosticarea defectelor.

Controlul calităţii îmbinărilor sudate constituie obiectul celei de a treia părţi. Aici sînt prezentate controalele preliminare, operative şi finale, dezvoltate mai pe larg unele metode de control cu date despre modul de efectuare al fiecărui control în parte şi a posibilităţilor de depistare a defectelor.

Lucrarea face o vastă referire la literatura străină, preluînd şi dezvoltînd experienţa cercetărilor de peste hotare şi apreciază că, comparativ cu celelalte standarde, normele româneşti de calitate oferă de asemeni criterii de stabilire a unor clase de calitate, acestea fiind utile la stabilirea nivelului de calitate minim admis, care nu afectează parametrii de funcţionare ai utilajului.

Se poate afirma că lucrarea de faţă vine în ajutorul tehnologiilor în munca de recunoaştere şi analiză a defectelor de sudură, avînd astfel posibilitatea de a alege un procedeu sau altul, funcţie de scop şi de necesitatea eliminării defectelor de sudură prin măsuri tehnologice speciale şi metode de control suplimentare.

Defectele fiind datorate şi cauzelor subiective — sudorilor — lucrarea se ocupă şi de această temă, scoţînd în relief necesitatea calificării sudorilor după teste ce să aibă în vedere şi eliminarea defectelor, în contextul celor arătate mai sus. Pentru o mai bună edificare, sînt date exemple de astfel de teste.

Strădania autorilor de a-şi aduce prin lucrarea de faţă aportul lor la ,,eforturile întregului popor de îndeplinire a directivelor Congresului al X-lea şi ale conferinţei Naţionale a P.C.R., în domeniul îmbunătăţirii calităţii produselor industriale'' a fost desigur încununată de succes, fapt relevat şi de interesul manifestat la apariţie.

Ing. *Prutu Victor*

◆

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI

Invenţii—inovaţii

Agregat pentru sudarea roţilor de autovehicule

Conceput în vederea producţiei roţilor de autovehicule în cadrul Uzinei de autocamioane din Braşov, unde este folosit, acest agregat este destinat sudării simultane în atmosferă de gaze protectoare a tuturor cusăturilor, în special a celor întrerupte, care formează îmbinarea dintre disc şi janta roţilor de autovehicule. Construcţia lui este în aşa fel realizată încît permite atît sudarea cusăturilor interioare cît şi a celor exterioare, putînd fi utilizat în cadrul liniilor de fabricaţie continuă. Agregatul elimină astfel dezavantajul construcţiilor cunoscute, caracterizate prin productivitate scăzută, imposibilitatea integrării lor în linii complexe cu fabricaţie continuă, dificultăţi în accesul la cusăturile dispuse în interiorul roţii şi unităţi de antrenare pentru fiecare sîrmă în parte. El este constituit dintr-un batiu în interiorul căruia se află mecanismul antrenării roţii de sudat, formînd un ansamblu cu sistemul de ridicare a piesei înspre capul de sudare. La partea lui superioară, agregatul are dispuse, pe o cale de rulare susţinută de una sau mai multe coloane, două capete de sudare constituite din cîte o singură unitate de antrenare pentru mai multe sîrme electrod ce sudează, simultan, cîte o cusătură amplasată în dreptul cîte unei spiţe. Al doilea cap cu care este prevăzut agregatul este de rezervă şi este folosit în cazurile în care au loc operaţii de întreţinere a capului aflat în exploatare. Oprirea operaţiei de sudare se face prin intermediul unui dispozitiv limitator după terminarea cusăturii.

Capul de sudare este constituit dintr-un sistem central de antrenare care pune în mişcare mai multe mecanisme de antrenare a sîrmelor electrod dispuse radial, obţinîndu-se astfel, afară de un gabarit redus, şi un acces uşor în interiorul jantei. Datorită acestei antrenări pot fi utilizate sîrme electrod mai groase decît cele folosite la semiautomatele de sudat.

Acest agregat pentru sudarea roţilor de autovehicule este conceput în vederea integrării lui în liniile cu flux continuu de fabricaţie, alimentarea şi evacuarea pieselor făcîndu-se pe părţi opuse. Construcţia este concepută pentru a asigura deplina protejare a operatorului faţă de noxele degajate.

Această invenţie, distinsă anul trecut cu Marea medalie de aur şi cu menţiunea specială a juriului Salonului Internaţional al invenţiilor de la Viena, prezintă următoarele avantaje :

— scurtează timpul de realizare a îmbinării ca urmare a sudării simultane a mai multor cusături diferite, sau simultan pe mai multe porţiuni ale unei cusături continue ; această reducere a timpului depinde de numărul sîrmelor electrod utilizate, putîndu-se ajunge de exemplu, în cazul sudării cu patru sîrme electrod, la o reducere cu 75 % faţă de cazul sudării cu o singură sîrmă electrod ;

— datorită distanţei reduse dintre antrenarea sîrmei şi locul de sudare, se creează posibilitatea realizării sudurii, rezultînd astfel viteze de sudare sporite ;

— timpii auxiliari legaţi de realizarea unei cusături (manipularea pieselor, acţionarea utilajului etc.) sînt reduşi cu aproximativ 75 % ;

— reduce au aproximativ 80 % timpul de oprire a fluxului de fabricaţie necesar curăţirii şi punerii la punct a elementelor de contact, precum şi a celor pentru materialul de protecţie a băii de sudare ;

— reduce cu aproximativ 70 % spaţiul necesar operaţiei de sudare ;

— reduce timpul necesar întreţinerii utilajului de sudare cu aproximativ 80 % ;

— productivitatea unui asemenea automat, prevăzut pentru sudarea cu patru sîrme electrod a diferitelor cusături, este de 60 de roţi de autocamion sudate pe oră.

Ing. *Dan Vuerich*

Cap de frezat vertical cu două freze, adaptabil pe maşini de frezat universale

În cadrul Combinatului siderurgic Galaţi este în curs de omologare un dispozitiv de frezat verical cu două freze, ce se poate adapta pe maşina de frezat universală.

Dispozitivul a fost conceput în scopul scurtării ciclului de fabricaţie a epruvetelor din tablă pentru proba de tracţiune ; numărul lor se poate încadra în categoria ,,serie mare'', iar forma şi dimensiunile sînt stabilite riguros de către standardele conform cărora se execută (STAS, GOST, DIN etc.). Forma epruvetelor din tablă pentru încercarea la tracţiune este indicată în figura 1.

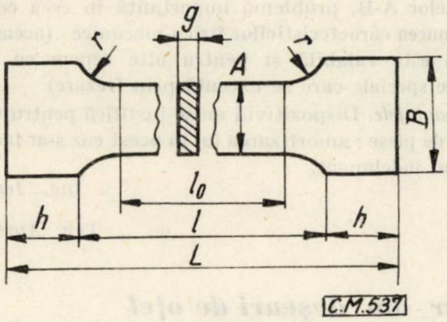


Fig. 1

Suprafeţele A-B necesită o prelucrare fină, iniţial fiind necesară operaţia de frezare. În prezent, epruvetele de aceeaşi dimensiune, se aşază în pachet, se prind în menghina maşinii de frezat universală (FUI) şi se prelucrează cu o freză cilindrică — întîi suprafaţa A, apoi suprafaţa B — după a doua prindere în menghina maşinii.

Folosirea dispozitivului de frezat vertical cu două freze permite prelucrarea simultană a suprafeţelor A-B, dublînd astfel productivitatea operaţiei respective.

Dispozitivul se poate utiliza şi pentru frezarea diferitelor repere cu suprafeţe plane sau profile (prin utilizarea sculelor adecvate), paralele, în plan vertical sau orizontal.

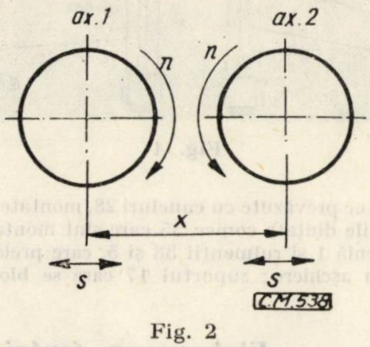


Fig. 2

Gradele de libertate pe care le realizează exclusiv dispozitivul sînt indicate în figura 2, unde n este turaţia axelor portsculă (aceeaşi gamă de turaţii pe care o realizează maşina de frezat, iar s — avansul manul simultan pentru ambele freze, stinga sau dreapta, independent de avansul maşinii de frezat (acest avans este perpendicular pe avansul realizat de maşină).

Descrierea dispozitivului. În figura 3 se arată modul cum se montează dispozitivul pe maşina de frezat universală.

Pe consola 1 a frezei universale, care este prevăzută cu două ghidaje în formă de ,,coadă de rîndunică'', se introduc montanţii 2 şi suportul 3 care susţin, prin intermediul consolei, întregul dispozitiv. Din figura 3 rezultă întreaga gamă a mişcărilor pe care le execută ansamblul freză-dispozitiv. După cum rezultă din desenul de ansamblu din figura 4, dispozitivul se compune din următoarele părţi principale : montaţii 6 în număr de doi, turnaţi din fontă, care glisează pe ghidajele consolei 1 ; axul canelat 30 cuplat, prin intermediul cuplajului 9, cu axul principal al frezei ; pinioanele conice cu butuc prevăzute cu caneluri 28, montate pe rulmenţi 26 şi 27 ; roţile dinţate conice 35 care sînt montate rigid pe axele portsculă 1 şi rulmenţii 38 şi 5, care preiau eforturile rezultate din aşchiere ; suportul 17 care se blochează prin intermediul unui şurub pe ghidajul consolei ; roata melcată 19 ; axul melcat 48 şi şurubul cu pas stînga-dreapta 12, precum şi o manivelă pentru realizarea avansului manual ,,s'' (fig. 4).

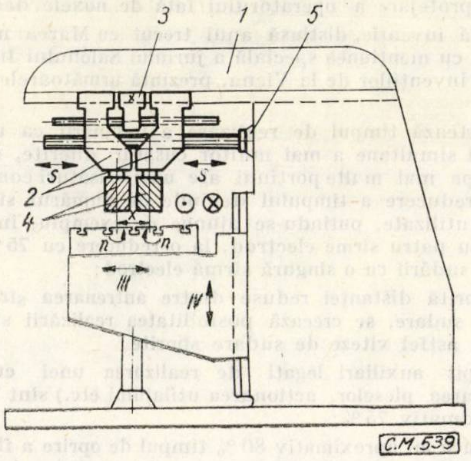


Fig. 3

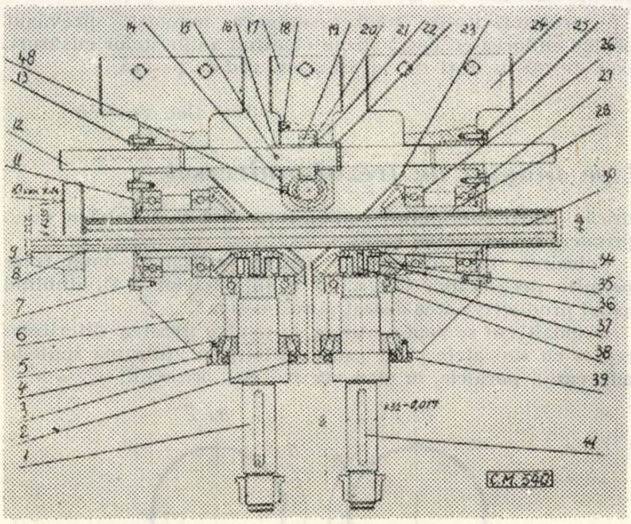


Fig. 4

De asemenea s-au prevăzut garniturile de etanşare necesare, precum şi o serie de capace de protecţie, pentru asigurarea în bune condiţii a problemelor de ungere, a protecţiei împotriva pătrunderii aşchiilor, a măsurilor de protecţia muncii etc.

Funcţionarea dispozitivului. Prin intermediul cuplajului 9, mişcarea de rotaţie a axului principal al frezei se transmite la axul canelat 30, care antrenează pinioanele conice cu butuc dinţate 35, fixate rigid pe axul portsculă, transmit mişcarea canelat 28. Acestea fiind în angrenare permanentă cu roţile de rotaţie la cele două freze cilindrice, fixate prin pană pe axele portsculă. Urmărindu-se cinematica mişcărilor transmise (fig. 4), se constată că cele două freze au mişcări inverse una faţă de cealaltă, asigurînd o echilibrare a forţelor de aşchiere.

Raportul de transmitere a roţilor în angrenare : i = 1. Distanţa X dintre cele două freze este variabilă şi se realizează în felul următor : pe suportul 17 care se montează pe glisiera consolei, blocîndu-se prin inermediul unui şurub şi al unei pene, după ce s-a făcut în prealabil o centrare a acestuia în aşa fel ca poziţia să corespundă cu mijlocul mesei maşinii de frezat, se găseşte montat, perpendicular pe direcţia axului principal al maşinii, un ax melcat 48 care este antrenat în mişcare de rotaţie, cu ajutorul unei manivele, într-un sens sau altul. Acesta angrenează roata melcată 19 solidară cu axul filetat 12, care antrenează două bucşe filetate, montate solidar pe cei doi montanţi. Axul filetat are la un capăt filet dreapta, iar la capătul opus, filet stînga, astfel că, rotind într-un sens, cei doi montanţi care glisează pe ghidajul consolei se apropie sau se depărtează, realizînd în acest fel atît reglarea dintre cele două freze, funcţie de lăţimea piesei de frezat, cît şi avansul manual pînă la adîncimea de aşchiere care se stabileşte prin regimul de aşchiere.

Din cele relatate rezultă că avansul manual se efectuează numai pentru definirea adîncimii de tăiere (avansul transversal), după care se trece la avansul longitudinal al frezei, care se realizează cu mecanismele prevăzute prin construcţia frezei.

Ungerea dispozitivului se face cu vaselină (rulmenţi, angrenaje, ax filetat, ax melcat, roată melcată). Distanţa reglabilă dintre freze X este cuprinsă între limitele 80 şi 320 mm, lăţimea pieselor prelucrate fiind funcţie de diametrul frezelor folosite.

Cele două axe portscule pot fi prevăzute şi cu locaş con Morse.

Avantajele dispozitivului. Dispozitivul are o construcţie simplă, ceea ce permite realizarea acestuia în majoritatea atelierelor de prelucrări mecanice. Se dublează productivitatea maşinilor de frezat la operaţiilor care se pretează la frezarea de acest tip. Manevrarea dispozitivului este simplă şi nu necesită o instruire specială a muncitorilor frezori. În cazul special al epruvetelor, se îmbunătăţeşte calitatea execuţiei acestora, respectîndu-se în mod riguros lungimea frezată a suprafeţelor A-B, problemă importantă în ceea ce priveşte determinarea caracteristicilor fizico-mecanice (această caracteristică este valabilă şi pentru alte repere cu suprafeţe simetrice speciale care se execută prin frezare).

Dezavantajele. Dispozitivul nu se justifică pentru un număr restrîns de piese ; amortizarea lui în acest caz s-ar face într-un timp mai îndelungat.

Ing. *Ion Anghel*

Teh. *Aurel Popoiu*

Elaborarea fontei cu grafit nodular din deşeuri de oţel

Inovaţia se referă la elaborarea şi turnarea fontei cu grafit nodular de calitate Fgn 40—15, Fgn 40—10, în structură feritică, pentru piesele turnate la locomotiva electrică de 5100 kW şi aparataj electric de înaltă tensiune. Inginerii inovatori Banc Serafim, Balintoni Ion ş.a. de la uzina,, Electroputere'' Craiova au propus o inovaţie prin care să se utilizeze şi deşeurile de oţel.

Elaborarea fontei nodulare se face în cuptorul cu inducţie, construcţie românească, la o frecvenţă industrială de 50 Hz, o capacitate 3,5 t.

Materia primă folosită are la bază deşeurile de oţel (OL34, OL37) rezultate de la construcţiile metalice executate în uzină şi de la maselote, reţele de alimentare, rebuturi rezultate din procesul tehnologic de turnare a fontei cu grafit nodular.

Ca materiale necesare pentru elaborarea şarjei se folosesc următoarele : FeSi75 STAS 7/436—66 ; deşeuri din electrozi de grafit. Pentru desulfurare se utilizează carbură de calciu sau sodă calcinată.

Reţeta de încărcare a cuptorului este aproximativ următoarea : deşeuri de oţel (fier vechi) 65—85 % ; recirculant 35—15 % ; FeSi75 % pentru corectarea compoziţiei chimice ; electrozi de grafit pentru carburare după necesitate.

Pentru operaţia de nodulizare se foloseşte prealiaj de producţie internă marca SiCaMgFe.

Înainte de a se încărca în cuptor, toate materialele folosite se pregătesc dimensional, conform instrucţiunilor elaborate de serviciul metalurgic al uzinei.

Temperatura metalului elaborat înainte de nodulizare este de 1480—1500°C.

Nodulizarea se face în oală deschisă cu amplasarea prealiajului pe fundul oalei. Tratamentul termic aplicat pieselor turnate este acelaşi ca şi la piesele turnate cu fontă nouă de Vlăhiţa.

Elaborarea fontei nodulare din deşeuri de oţel se aplică cu bune rezultate începînd de la 01. 01. 1973, aducînd însemnate economii.

C.A.

Împotriva coroziunii la interiorul ţevilor şi profilelor, pentru conservarea temporară a suprafeţelor vopsite sau acoperite galvanic

În practica mondială de protecţie anticorosivă, a suprafeţelor metalice vopsite sau acoperite galvanic, precum şi pentru protecţia interioară a ţevilor şi profilelor unde chiar la procedeele de imersare vopseaua nu poate pătrunde, s-a conturat şi s-a dezvoltat în mod deosebit protecţia cu soluţii sau dispersii de ceruri şi inhibitori de coroziune.

Apariţia acestor game noi de materiale de protecţie a atras atenţia încă de la început a specialiştilor uzinei Autobuzul, deoarece condiţiile de transport pe mare a autovehiculelor destinate exportului impuneau o conservare de un tip special şi foarte eficientă.

Folosind la conservare, pentru o scurtă perioadă de timp, produse din import de tipul ,,Valvoline Tectyl'' — (Elveţia) sau Lesonal — (RFG), s-a reuşit ca, după studii şi încercări de laborator şi cameră climatică, să fie realizat un produs similar de către ing. Marcel Banta din cadrul uzinei ,,Anticorosivul'' în colaborare cu autorul acestor rînduri.

Produsul, realizat pe baza de materii prime indigene de calitate ridicată, a început, după fazele de omologare, să fie fabricat în producţie de serie de cooperativa Chimica-Bucureşti şi a înlocuit în totalitate materialele de acest tip aduse din import. Folosit actualmente în cantităţi mari pentru protecţia autoturismelor Dacia 1300 şi a autoutilitarelor TV destinate exportului, precum şi în comerţ pentru autoturismele proprietate particulară, ,,Procerin-ul'' s-a impus ca un material autohton cu deosebite calităţi de protecţie anticorosivă.

Domenii de utilizare. Produsul poate fi folosit în construcţia de maşini pentru protecţia în vederea transportului sau depozitării a suprafeţelor vopsite sau acoperite galvanic, pentru protecţia interioară a ţevilor caroseriei, în autobuze şi diverse alte unităţi pentru protecţia temporară a autovehiculelor pe timpul iernii, în comerţ pentru livrarea de autoturisme în acelaşi scop etc.

Caracteristici tehnice. Aspect : lichid vîscos, omogen ; pelicula : alb lăptoasă, uşor transparentă semidură ; uscare (la 18°C) : 50—60 min. ; acoperirea : 1—2 straturi ; timp de protecţie la depozitare : 3—6 luni, în funcţie de agresivitatea climatului.

Tehnologia de aplicare. Înainte de utilizare, produsele se omogenizează bine în ambalaj. Obiectele sînt menţinute, înainte de aplicare, în condiţiile de mediu în care se pulverizează pînă ce ajung la temperatura mediului ambiant. Încăperea în care se execută pulverizarea soluţiei de protecţie trebuie să aibă o bună ventilaţie, să fie lipsită de praf, fum, abur şi să aibă o umiditate maximă relativă de 65 %.

Pregătirea suprafeţei înainte de conservare. Suprafeţele vopsite, cromate sau eloxate se curăţă bine de urme de praf, de grăsimi şi se şterg uscat, verificîndu-se în mod deosebit la suprafeţele vopsite dacă uscarea emailului s-a făcut în profunzime (de preferat ca produsul să se aplice pe emailuri uscate în cuptor).

Aplicarea soluţiei de protecţie. Soluţia se aplică cu pistolul cu aer comprimat, la o presiune de 3—4 atm, cu o duză de 1,5—1,8 mm. Se aplică 1—2 straturi de soluţie, în funcţie de durata transportului sau a depozitării şi de natura transportului, pe uscat, pe mare etc. Pentru condiţiile grele se vor aplica două straturi, la 60 min interval unul de celălalt. Vîscozitatea de aplicare este de 30—35 s, determinate prin cupa DIN Ø 4mm.

Diluare. Soluţia se diluează cu white-spirt sau benzină extracţie.

Consum specific. Consumul specific este de 0,100—0,200 kg/m^2.

Ambalaj. Produsele se ambalează în bidoane de tablă zincată închise etanş.

Depozitare. Produsele se depozitează în magazii uscate, ferite de razele solare, la o temperatură de maximum 15—20°C.

Prescripţii speciale. În timpul aplicării produsului se vor lua măsuri de respectare a prescripţiilor de protecţia muncii conform normelor în vigoare, precum şi a măsurilor de pază contra incendiilor.

José Iacobescu

Uzina ,,Autobuzul'' Bucureşti

◆

Noi tehnologii

Prelucrarea cu scule diamantate în uzinele constructoare de maşini

Conform unui program de extindere a tehnologiilor noi Direcţia Generală Tehnică din M.I.C.M.G. a organizat în luna aprilie 1973 la U.M.G.B. o demonstraţie cu tema ,,Tehnologii de lucru utilizînd scule diamantate prelucrarea metalelor'' Coordonată de Institutul de Cercetări Tehnologice pentru Construcţia de Maşini (ICTCM) în colaborare cu Uzina de Maşini Grele Bucureşti (UMGB), demonstraţia s-a adresat în special uzinelor din cadrul M.I.C.M.G. care aplică sau pot aplica astfel de tehnologii de lucru.

Demonstraţia s-a desfăşurat conform următorului program :

— Prezentarea de către I.C.T.C.M. a unor referate de specialitate pe tema prelucrării cu scule diamantate privind operaţiile de rectificare, ascuţire, honuire, strunjire etc. ;

— Demonstraţii cu prelucrări cu scule diamantate în sculăria Uzinei de Maşini Grele, de către specialiştii U.M.G.B. şi I.C.T.C.M. ;

— Prezentarea unei expoziţii de scule diamantate cu tipurile cele mai reprezentative şi uzuale de astfel de scule ;

— Prezentarea a două filme tehnice avînd ca subiect tehnologiile de lucru cu scule diamantate şi a unui set de 36 de dispozitive cu acelaşi subiect.

— Distribuirea unui set de materiale îndrumătoare privind tehnologiile de lucru cu scule diamantate, regimuri de lucru, alegerea şi exploatarea corectă a sculelor diamantate, tuturor participanţilor.

În Consiliul care a avut loc cu această ocazie, a rezultat importanţa pe care o au tehnologiile de lucru cu scule diamantate, asupra creşterii productivităţii muncii, îmbunătăţirii calităţii produselor, reducerii preţului de cost şi prelucrării unor materiale dure şi extradure imposibil de prelucrat fără scule diamantate. Cu această ocazie s-a relevat faptul că în cadrul industriei prelucrătoare nu se utilizează la nivelul corespunzător calitativ şi cantitativ aceste scule şi că este necesar să se întreprindă măsuri energice care să ducă la extinderea utilizării lor la toate operaţiile şi în uzinele unde aplicarea lor este raţională şi economică.

Pe această linie se înscriu şi lucrările elaborate de I.C.T.C.M. vizînd introducerea, extinderea şi generalizarea tehnologiilor de lucru utilizînd sculele diamantate la o serie de uzine ca U.M.G.B., Uzina ,,23 August'' Bucureşti, Uzina de pompe, Uzina de mecanică fină. Aceste lucrări fundamentate teoretic dar cu aplicabilitatea practică urmăresc stabilirea criteriilor de alegere corectă a sculelor diamantate a tehnologiilor optime de lucru, determinarea regimurilor tehnologice şi economice ale acestei tehnici de lucru.

Experienţa acumulată la I.C.T.C.M. pînă în prezent în acest domeniu, este valorificată prin colaborarea cu uzinele din industria constructoare de maşini în scopul introducerii şi extinderii utilizării sculelor diamantate pe baze tehnico-economice şi asupra altor domenii de prelucrare. Consfătuirea a creeat premise pentru ca o serie de uzine unde se pot aplica astfel de prelucrări, sau care vor să obţină rezultate şi mai bune în utilizarea sculelor diamantate să acţioneze în colaborare cu ICTCM, care prin experienţa acumulată şi bază materială existentă poate contribui substanţial la extinderea şi aplicarea corectă a tehnologiilor de lucru cu scule diamantate pentru prelucrarea metalelor.

Ing. *Maniţiu Carol*
ICTCM

Rezultate excelente obţinute prin durificarea superficială a matriţelor pentru extruziunea aluminiului

În cadrul colaborării existente între Uzina de Prelucrare a Aluminiului Slatina şi ICTCM Bucureşti una din temele propuse spre rezolvare a fost mărirea durabilităţii matriţelor de extruziune şi îmbunătăţirea calităţii produselor extrudate. Pînă în prezent Uzina de Prelucrare a Aluminiului a utilizat în procesul de extruziune peste 600 de matriţe experimentale durificate superficial, prin nitrurare în baie de săruri după procedee ICTCM. În urma utilizării acestor matriţe în procesul de producţie s-au desprins următoarele concluzii :

— Calitatea suprafeţei profilelor extrudate s-a îmbunătăţit în mod simţitor, rugozitatea scăzînd cu circa 50 %. În acest fel a crescut competitivitatea produselor extrudate de către U.P.A. — Slatina.

— Coeficientul de frecare între matriţă şi materialul ce se deformează în cursul procesului de extruziune a scăzut în mod simţitor. Acest fapt are o serie de consecinţe asupra procesului de extruziune şi anume :

1. Apare posibilitatea creşterii vitezei de extruziune cu circa 20 % cu o creştere corespunzătoarea productivităţii.

2. Datorită scăderii căldurii de frecare se micşorează foarte mult numărul lipirilor materialului extrudat pe matriţe, lipiri datorate topirilor locale. În acest fel opririle necesare pentru curăţarea matriţelor, ce se efectuau în medie după 10 ... 15 lingouri cu o durată de 5 ... 10 minute, scad la o oprire pentru curăţare după 80 ... 100 lingouri, fapt ce de asemenea influenţează productivitatea preselor de extruziune. Toţi aceşti factori au contribuit la mărirea durabilităţii, în medie de 5 ori la matriţele pentru profile deschise şi de 4 ori la matriţele pentru profile închise, după o singură durificare. Lucrările ICTCM continuîndu-se, este de presupus că în final se vor obţine rezultate şi mai bune cu posibilităţi de extindere şi la alte categorii de matriţe de extruziune la cald.

Ing. *Popescu Aurel*; ing. *Radu Andrei*
I.C.T.C.M.

◆

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

SIMPOZION TEHNIC

organizat de Întreprinderea de construcţii de maşini Reşiţa

În zilele de 23—24 mai a.c. la Reşiţa a avut loc simpozionul ,,MOTOARE DIESEL NAVALE'' organizat de Intreprinderea de Construcţii de Maşini Reşiţa în colaborare cu Firma Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (M.A.N.) din R.F. Germania.

La simpozion au participat peste 300 ingineri, tehnicieni şi specialişti din institute de cercetare şi întreprinderi constructoare de maşini, din Reşiţa, Bucureşti şi alte întreprinderi din ţară. După cuvîntul de deschidere rostit de către tov. ing. Mircea Popa, directorul I.C.M. Reşiţa, specialişti reprezentanţi ai firmei M.A.N. din R. F. Germania au prezentat expuneri cu temele :

— ,,Tendinţe de dezvoltare în construcţia de motoare navale, în mod special pentru motoare tip''.

— ,,Dezvoltarea motoarelor Diesel în 2 timpi M.A.N.''

— ,,Cu privire la motoarele semirapide în 4 timpi M.A.N.''

De asemenea, în cadrul simpozionului au fost prezentate filmele ,,Intreprinderea de construcţii de maşini Reşiţa'', ,,Motorul Diesel în 2 timpi, de construcţie simplă M.A.N.'' şi ,,Motorul Diesel naval semirapid, în 4 timpi, de construcţie compactă''.

În expunerile făcute şi materialele prezentate s-a reliefat înaltul grad de tehnicitate al celor două tipuri de motoare.

Astfel, în legătură cu *motoarele semirapide în patru timpi MAN* (fig. 1), s-a subliniat că acestea prezintă în anumite condiţii o serie de avantaje în comparaţie cu alte instalaţii de maşini, în special privind instalaţiile de acţionare navale. Avantajele acestor motoare pot fi rezumate astfel :

— consum redus de ulei de ungere, timpul de funcţionare sporit la supapele de evacuare, la funcţionarea cu motorină, un număr redus de cilindri şi deci cheltuieli mai mici de întreţinere, presiunea efectivă medie — mai redusă, nivelul zgomotului mai scăzut.

Pornindu-se de la principiile constructive ale motorului M.A.N. 40/54, care a fost introdus în exploatare încă din 1965, în perioada 1967 — 1970 s-a dezvoltat un motor semirapid de dimensiuni mai mari, de tip 52/55. Această îmbunătăţire a noilor motoare s-a bazat pe experienţele obţinute cu primul tip de motoare atît în navigaţie cît şi în funcţionare staţionară, utilizîndu-se combustibil greu de diferite calităţi. Valorile *medii de uzură* şi *durabilitatea* pieselor esenţiale ale motorului, se prezintă astfel : uzura bucşei cilindrului în punctul mort superior la primul segment . . . 0,02 mm/1000 h, uzura primului locaş al segmentului pistonului aproximativ 4/1000 h, uzura primului segment de piston . . . 0,02-0,03 mm/1000 h, durabilitatea supapelor de evacuare între reparaţii 3000—6000 h, timpul de funcţionare a pistoanelor şi segmenţilor de piston între reparaţii 8000—10 000 h.

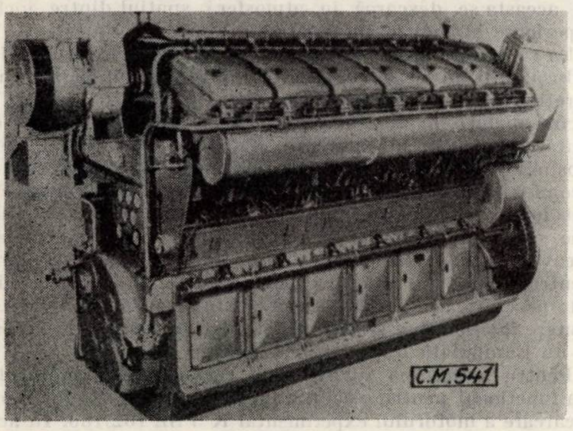


Fig. 1

În prezent se studiază mărirea puterii cu 12 %, ceea ce ar duce la o putere pe cilindru de 625 CP la 450 rot/min. Aceasta corespunde unei presiuni efective medii de 18,40 kgf/cm^2 şi unei viteze medii a pistonului de 7,5 m/s. Ambele valori sînt considerate a fi, chiar la funcţionare cu combustibil greu, valori medii.

În vederea ridicării caracteristicilor tehnice şi funcţionale s-a procedat la o proiectare mai compactă a noului motor. Acest lucru se referă la aspectele de greutate şi de spaţiu ale acestui motor şi este redat în datele absolute şi specifice ale motorului :

- — Diametrul cilindrului 520 mm
- — Cursa 550 mm
- — Turaţia 430 rot/min
- — Puterea/cilindru 1000 CP
- — Presiunea efect. medie 17,9 kgf/cm^2
- — Viteza medie a pistonului 7,9 m/s
- — Greutatea specifică (18 cil.) 10,5 kg/CP

Printre modificările ce se vor efectua s-a menţionat că în *cadrul* din fontă se va introduce de sus arborele cotit. Deschizăturile necesare în acest scop vor fi închise cu traverse din oţel turnat. Acestea formează împreună cu postamentul — prin tiranţi verticali şi orizontali — un suport rigid al carcasei. Pe lîngă acest avantaj o astfel de construcţie oferă posibilitatea de a schimba, dacă va fi cazul, arborele cotit chiar în condiţii nefavorabile de bord, fără ca motorul să fie demontat. Arborele cotit corespunde prescripţiilor societăţilor de clasificare şi este indicat şi pentru o putere mai mare. Lucrările în camera arborelui cotit vor fi facilitate prin folosirea unor capace mari, pentru spaţiu de acţionare şi prin posibilitatea de acces la aceste capace peste plăcile platformei. De asemenea, la blocurile cilindrilor vor fi fixaţi pe postament, separat, pentru fiecare latură a maşinii, un număr de tiranţi pe toată lungimea motorului. În acest fel se obţine o construcţie foarte rezistentă la îndoire şi răsucire a motorului. Materialul ales pentru postament şi blocurile cilindrilor, anume fonta, prezintă, în comparaţie cu construcţiile sudate, pe lîngă avantaje economice şi o mai bună amortizare a zgomotului. Un element nou este introducerea unui inel din oţel turnat, răcit cu apă, între bucşa cilindrului şi blocul cilindrilor, care împiedică deformarea blocului cauzată de şuruburile de la capacul cilindrilor, sau de influenţe termice. Acest inel de susţinere, care posedă un modul de rezistenţă radial mare, ghidează bucşa cilindrului sub suprafaţa ei de sprijin. Totodată inelul împiedică lărgirea bucşei în direcţie radială şi reduce tensiunile din această zonă a bucşei. Capacul cilindrilor este construit foarte rigid, şi anume atît în ceea ce priveşte rezistenţa lui mecanică, (înălţimea capacului cilindrilor la diametrul pistonului de aproximativ 1,0) cît şi referitor la măsurile luate în scopul împiedicării deformaţiilor termice. Fundul camerei de ardere de la capacul cilindrilor este relativ subţire, deci solicitarea termică este redusă, cu atît mai mult, cu cît rezistenţa acestui perete este adaptată gradientelor de temperatură şi temperaturilor de suprafaţă ale camerei de ardere. Forţele mecanice vor fi preluate de nervuri în cruce din zona superioară a capacului cilindrilor, care din punct de vedere termic nu este solicitată.

Toate supapele de admisie şi de evacuare au fost montate în colivii, ceea ce simplifică întreţinerea ambelor tipuri de supape. Supapele de evacuare sînt răcite în lăcaşul ventilului. Răcirea este însă mult mai intensivă, deoarece întreaga cantitate de apă a unui cilindru este dirijată prin coliviile supapelor.

Măsurările de temperatură efectuate la scaunele supapelor indică temperaturi mai mici decît la tipul anterior, deşi, în cazul de faţă, diametrul supapei este mai mare.

Temperaturile de la scaunele supapelor vor fi într-un domeniu în care combustibilul greu influenţează favorabil formarea precipitatelor de vanadiu şi natriu şi astfel va putea fi mărit considerabil timpul de funcţionare a supapelor între reparaţii. La acest motor s-a proiectat ca partea de sus a pistonului să fie din oţel, iar tija din aliaj uşor, forjată. Avantajele acestui procedeu de execuţie constau, în primul rînd, dintr-o foarte mică modificare a jocului la fundul pistonului între sarcina parţială şi cea nominală, determinat de coeficientul de dilataţie termică, mic, al oţelului, de răcirea excelentă a porţiunii din jurul segmenţilor de piston.

Lagărele pentru arborele cotit şi pentru biela motoare sînt şi la acest motor bucşe din oţel acoperite cu bronz cu plumb şi un strat subţire de glisare, depus prin galvanizare.

Din experimentările făcute la primele motoare s-a ajuns la un timp de funcţionare de 10 000 ore.

Dintre valorile privind uzura şi timpul de funcţionare. menţionăm : uzura cămăşii cilindrului 0,02 mm/1000 h, iar durata minimă de funcţionare 60 000 h, uzura locaşelor segmenţilor de piston (primul segment) 5/1 000 h, iar durata de funcţionare dedusă 40 — 50 000 h, uzura segmenţilor de piston (primul segment) 0,02 mm/1000 h, iar durata de funcţionare a supapelor de evacuare între reparaţii, 3000—6000 h.

În ce priveşte *motorul Diesel lent în doi timpi* pentru antrenarea directă a elicei, ca maşină de propulsie principală în cadrul unei nave, există o separaţie între spaţiul cilindrului şi acela al mecanismului motor şi, ca atare, circuitul uleiului de ungere al cilindrului poate fi complet separat de circuitul uleiului mecanismului motor. Cilindrul în acest caz este uns mai economic, ceea ce de altfel apare ca o necesitate la principiul de funcţionare al motorului în doi timpi datorită pericolului de cocsificare a ferestrelor din cămaşa cilindrului. Uleiul din spaţiul mecanismului motor nu poate fi împroşcat în cămaşa cilindrului şi astfel pericolul cocsificării este evitat. Ca principiu director în proiectarea motoarelor Diesel lente în doi timpi s-a menţionat acela al simplicităţii. De asemenea perfecţionările aduse ulterior au asigurat costuri de producţie scăzute, siguranţă mare în exploatare şi costuri scăzute de întreţinere.

Motoarele M.A.N. de tipul KZ, respectiv KSZ, se construiesc cu supraalimentare după principiul acumulării gazelor de evacuare într-un colector comun, turbina fiind alimentată cu gaze la presiune aproximativ constantă. Acest lucru atrage după sine o simplificare a sistemului de conducte de eşapare, o admisie totală a turbinei cu randament ridicat, precum şi un grad înalt de libertate în alegerea şi amplasarea turbosuflantei independent de numărul de cilindri. Randamentul bun al turbosuflantei în acest caz atrage după sine un debit mare de aer la sarcina nominală a motorului şi, prin urmare, o solicitare termică mai scăzută.

Pentru a preîntîmpina dificultăţile ce ar putea apărea la pornire, aceste motoare sînt astfel construite încît cîteva pistoane sînt folosite ca pompe suplimentare de baleaj, care debitează aer în timpul pornirii, precum şi în timpul funcţionării motorului la sarcini parţiale printr-un injector în conducta de supraalimentare. Injectorul este necesar în acest caz pentru a evita un pompaj al suflantei. Începînd de la o anumită sarcină a motorului (cca. 1/2 din sarcina nominală), introducerea acestui aer suplimentar prin injector este automat opturată, aerul introducîndu-se pe cale directă în conducta de supraalimentare.

Pentru aprecierea calităţii lagărelor, grosimea filmului de ulei reprezintă o caracteristică de bază, care poate fi stabilită cu ajutorul unui program de calcul de fiecare dată, în funcţie de numărul de cilindri şi de ordinea de aprindere a acestora. La seria constructivă a motoarelor KSZ corespunzător solicitărilor din lagărele acestora s-a determinat grosimea minimă a filmului de ulei egală cu 20 mμ, ceea ce comparativ cu rugozitatea fusului (mai mică decît 2 mμ) pare relativ mare. De aici marea siguranţă a acestor lagăre în exploatare. Lagărele manetoanelor şi a capului de cruce folosesc cuzineţi cu pereţi subţiri. Aceşti cuzineţi sînt avantajoşi nu numai din punctul de vedere al portanţei lor, dar aduc avantaje şi în operaţiile de întreţinere. Materialul de antifricţiune (grosime 3 mm), aplicat prin procedeul de turnare centrifugă, garantează, urmare a condiţiilor favorabile de răcire, o structură fină cu bune proprietăţi de aderenţă.

Capul de cruce care este un cilindru de formă circulară, rectificată, are în partea de mijloc un guler prin care se sudează de patină. Această formă permite folosirea unui cuzinet inferior ce asigură o presiune specifică joasă şi o formă avantajoasă a filmului de ulei. Tija pistonului se fixează pe bolţul capului de cruce, prin intermediul patinei. Aceasta la rîndul ei este fixată suplimentar de bolţul capului de cruce, astfel încît la slăbirea tijei pistonului legătura patină-cap de cruce rămîne intactă. Centrarea pistonului faţă de axa cilindrului se face foarte simplu, prin răsucirea a două inele excentrice care deplasează piciorul tijei bielei faţă de capul de cruce în orice direcţie pînă la 2 mm faţă de centru.

La motoarele noi din seria KSZ pompa de ungere de înaltă presiune, care trimite uleiul în lagăre, spre deosebire de vechea construcţie a motoarelor KZ, este prevăzută cu două pistoane plonjoare. Fiecare al doilea canal de ungere al lagărului este alimentat de către unul dintre plonjoare. Aceste pistoane plonjoare sînt antrenate de către mişcarea oscilatorie a bielelor. Introducerea acestui de al doilea circuit în sistemul de ungere (două pompe ce lucrează separat) asigură de asemenea o mare siguranţă în exploatare.

Concepţia de bază a pistonului a fost întrucîtva modificată. Rezemarea capătului pistonului, de la un diametru al cilindrului de 900 mm, printr-un număr dublu de nervuri de rezemare, dispuse pe două cercuri concentrice, a permis reducerea grosimii acestuia şi, implicit, a tensiunilor termice. La tipurile 70—125 şi 78—155, ca urmare a dimensiunilor mai reduse de rezemare, nu este necesar un rînd dublu de nervuri de sprijin. Nervurile de rigidizare înseşi sînt foarte suple, astfel încît să apară tensiuni de încovoiere pe cît posibil de mici.

Presetupa tijei pistonului s-a realizat de asemenea într-o construcţie nouă, pentru a reduce necesarul de ulei recirculat. În principiu, şi la pistoanele inactive se realizează presiunea de alimentare prin intermediul presetupei. În afară de aceasta se descarcă în atmosferă spaţiul dintre inelele superioare şi inelele inferioare de etanşare.

La construcţiile noi ale chiulaselor partea inferioară a fost redusă, atît în ceea ce priveşte înălţimea cît şi grosimea pereţilor. Pentru aceasta nervurile directoare ale apei de răcire au fost dispuse în partea superioară a chiulasei din fontă. Reducerea suprafeţei de rezemare a permis reducerea grosimii peretelui, la solicitări mecanice constante, ceea ce a condus la reducerea importantă a tensiunilor termice, care sînt hotărîtoare în ansamblul solicitărilor totale. Pentru a ţine seamă de deformările termice ale chiulasei inferioare, aceasta şi cu partea superioară se pretensionează reciproc. Pentru a descărca fundul chiulasei de solicitările mecanice, este necesar ca în exploatare să existe întotdeauna o pretensionare între partea superioară şi inferioară a chiulasei, care să nu fie anulată de încălzirea fundului chiulasei.

Pentru a verifica siguranţa în exploatare, a motorului, s-a funcţionat pentru o scurtă durată cu o importantă supraîncărcare a motorului experimental K 3 SZ 102/180. În acest scop s-au mărit diametrele plonjoarelor şi ale orificiilor de injecţie, grupul de supraalimentare a fost adaptat noilor condiţii de funcţionare, pentru a nu se depăşi turaţia admisibilă şi s-au admis presiuni de aprindere de pînă la 90 kgf/cm^2. Încercările de suprasarcină s-au efectuat cu două instalaţii de supraalimentare diferite, şi anume, prima dată cu alimentare suplimentară de aer de la partea inferioară a pistonului Ø 25, iar a doua oară fără această alimentare suplimentară. Cu o putere pe cilindru de 5126 CP s-au atins, cu luarea în considerare a dimensiunilor mai reduse ale cilindrului în comparaţie cu maşinile de serie, cu suprasarcină de cca. 30% peste puterea de durată prevăzută.

Prin perfecţionările introduse s-a obţinut o concentrare mare a puterii, în special pe metrul liniar de motor, şi s-a redus greutatea pe unitatea de putere. De asemenea s-a obţinut o siguranţă mare în exploatare a elementelor individuale ale motoarelor, prin dimensionare corespunzătoare şi solicitări mici ale acestora. Totodată s-a realizat reducerea uzurilor, prin aceea că la elementele în mişcare se asigură un film de ulei ce garantează o frecare lichidă.

Construcţiile au fost astfel alese încît să rezulte o eliminare automată a depunerilor de pe partea inferioară a pistonului în exploatarea cu combustibili grei, ceea ce a dus la lucrări de întreţinere reduse şi la prelungirea perioadelor între revizii.

Toate aceste perfecţionări au contribuit la îmbunătăţirea caracteristicilor tehnice şi funcţionale, precum şi la mărirea economicităţii exploatării, factori de importanţă primordială în folosirea acestor motoare pe scară cît mai largă în navigaţie.

Ing. *M. Dumitriu*

Prima sesiune de comunicări ICENERG

18—20 octombrie 1973

Ministerul Energiei Electrice — Institutul de Cercetări Electroenergetice şi pentru Termoficare, în colaborare cu Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, organizează, la Bucureşti, în luna octombrie 1973, o sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice.

Prin organizarea sesiunii de comunicări se urmăreşte să se supună realizările institutului unei analize critice din partea beneficiarilor şi a colaboratorilor, să se facă cunoscute realizările într-o sferă mai cuprinzătoare şi să se supună discuţiilor lărgite unele direcţii de cercetare.

În cadrul sesiunii se vor prezenta cca. 165 comunicări din domeniile : producerea, transportul, distribuţia şi utilizarea energiei electrice, sisteme şi reţele electrice, tehnica tensiunilor înalte, automatică, informatică şi electronică, centrale termoelectrice, chimie în energetică, centrale nuclearoelectrice, tehnologii şi materiale specifice în energetică, economie în energetică, psihologia muncii.

Lucrările sesiunii ICENERG se vor desfăşura pe specialităţi, în următoarele secţii :

Secţia E — Electroenergetică şi electrotehnică
Secţia T — Termoenergetică şi termotehnică
Secţia A — Automatică, informatică şi electronică
Secţia TM — Tehnologii şi materiale în energetică.

De asemenea, în cadrul sesiunii vor fi organizate mese rotunde cu următoarele teme :

— Creşterea siguranţei în funcţionare prin perfecţionarea metodelor de încercări.

— Creşterea randamentului centralelor electrice.

Informaţii suplimentare se pot obţine de la Serviciul Documentare al institutului, Str. Doamnei nr. 14—16, tel. 15.08.90 interior 909.

A IV-a Conferinţă naţională de acustică

Între 29 mai şi 3 iunie s-a desfăşurat la Bucureşti, în localul Institutului politehnic, Conferinţa naţională de acustică, organizată de Academia Republicii Socialiste România, în colaborare cu o serie de ministere, organizaţii centrale şi institute de cercetări. Cele peste 150 de comunicări ştiinţifice, prezentate de referenţi din România şi alte 20 de ţări, au abordat probleme legate de ,,Combaterea zgomotului şi vibraţiilor în industrie, transporturi şi în alte domenii'' (Secţia A) ,,Ultraacustica şi aplicarea ultrasunetelor în ştiinţă şi tehnică'', (Secţia B) ,,Acustica încăperilor şi acustica arhitecturală'' (Secţia C) şi ,,Acustica fiziologică, psihologică şi biologică'' (Secţia D).

Cuvîntul de deschidere a fost rostit de către acad. Şerban Ţiţeica, vicepreşedintele Academiei R.S.R. şi preşedintele Comitetului de organizare a conferinţei, după care au luat cuvîntul reprezentanţii Ministerului Sănătăţii, Institutului politehnic, Ministerul Muncii, Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi Uniunii Arhitecţilor.

Tot în cadrul şedinţei plenare de deschidere s-a prezentat referatul ,,Unele probleme ale acusticii moderne'' de către prof. dr. ing. A. Stan, secretarul comisiei de acustică a Academiei R.S.R.

În cele ce urmează vom face o succintă trecere în revistă a unor lucrări prezentate în Secţia A ,,Combaterea zgomotului şi a vibraţiilor în industrie''. Din cele 44 comunicări prezentate la această secţie, necesită să fie relevate, în ordinea prezentării lor, următoatele :

Comunicarea ,,*Studiul vibraţiilor produs la o riglă vibrantă folosită pentru vibrarea betoanelor*'' autorii Gh. Silaş, L. Brindeu, I. Groşanu şi T. Cioară analizează vibraţiile ce se transmit la operator, ţinînd seamă de mişcările vibropercutante ale riglei. În prima parte a lucrării se studiază regimuri de mişcare staţionare ale riglei, iar în a doua parte, se prezintă rezultatele încercărilor experimentale efectuate pe un utilaj existent.

În lucrarea intitulată ,,*Un model matematic pentru clădirile etajate supuse solicitărilor războaielor de ţesut automate*'', autori A. Stan şi M. Munteanu, se deduc expresiile deplasărilor unei clădiri multietajate supuse la acţiunea războaielor de ţesut clasice, amplasate la diferite niveluri ale clădirii. Clădirea a fost asimilată cu o grindă verticală încastrată, avînd pe o parte o masă uniform distribuită, iar în dreptul fiecărui nivel mase concentrate.

În comunicarea ,,*Izolarea vibraţiilor neliniare şi aleatoare în industria minieră*'', C. Zeveleanu prezintă calculul izolării vibraţiilor unor utilaje de preparare şi sortare a minereurilor (concasoare giratorice, ciururi de rezonanţă, mori cu ciocane etc.). Se analizează apariţia vibraţiilor subarmonice şi se expune o metodă pentru calculul izolării acestor vibraţii prin elemente elastice de cauciuc. Se prezintă, de asemenea, calculul izolării vibraţiilor aleatoare produse de concasoarele Symons, determinîndu-se transmisibilitatea şi deformaţia sistemului de izolare pentru un răspuns aleator cu bandă îngustă.

T. Sireteanu, în lucrarea ,,*Vibraţiile aleatoare ale sistemelor cu disipare pătratică*'' studiază aplicarea la optimizarea amortizării în suspensiile de autovehicule a caracteristicilor unui sistem oscilant cu disipare pătratică.

În lucrarea ,,*Vibraţiile aleatoare ale barelor*'', Fl. Dincă şi T. Sireteanu prezintă metoda de determinare a mediei pătrate a deplasării, pentru o bară dreaptă, izotopă, omogenă, liniar vîscoelastică, în lungul căreia este ataşat un anumit număr de mase concentrate. Se presupune că asupra barei acţionează o forţă aleatoare staţionară, uniform distribuită în lungul barei. Metoda de calcul prezentată este utilă în controlul nivelului de vibraţii prin mase concentrate adiţionale.

E. Cricitoiu, în lucrarea ,,*Determinarea experimentală a nivelului de vibraţii la agregatele locomotivei electrice de 5100 kW*'' prezintă rezultatele măsurilor de vibraţii efectuate pe aceste tipuri de locomotive în condiţii de exploatare pe traseul Craiova-Drobeta-Turnu-Severin. Pe baza concluziilor trasate s-au luat o serie de măsuri de reducere a nivelului de vibraţii la unele elemente auxiliare ale locomotivelor produse de Uzina ,,Electroputere''-Craiova.

În comunicarea ,,*Aparatura pentru măsurarea vibraţiilor şi zgomotelor, realizată în R.S.R.*'', I. Georgescu prezintă aparatele de acest gen intrate în fabricaţie şi cele în curs de pregătire de fabricaţie, şi anume vibrometrul portabil VP-3, vibrometrul electronic de precizie N-2103, preamplificatorul sonometric N-2103B, precum şi traductoarele de vibraţii de tip electrodinamic TED-1 şi piezoelectric N-2140.

În lucrarea ,,*Combaterea vibraţiilor la ciocanele de forjă*'' autorii Fl. Moise şi C. Lăzărescu, prezintă soluţiile adoptate la fundaţia unui ciocan de forjă, astfel încît vibraţiile care iau naştere în timpul funcţionării sale să nu fie transmise la utilajele, atelierele şi birourile din vecinătate.

I.M. Constantinescu şi A. Darabont, în lucrarea ,,*Combaterea vibraţiilor şi reculului la ciocanele pneumatice*'', descriu principalele surse de vibraţii şi prezintă stadiul actual în străinătate a problemei combaterii vibraţiilor la aceste tipuri de utilaje. În ultima parte a lucrării se prezintă un nou tip de ciocan pneumatic cu nivel de zgomot şi vibraţii redus.

Un număr însemnat de lucrări se ocupă cu problema zgomotului la transmisiile cu roţi dinţate. Dintre acestea cităm comunicările ,,*Consideraţii asupra energiei acustice radiate de angrenajele cu roţi dinţate cilindrice*'', autori N. Popinceanu şi I. Kremer, ,,*Studiu preliminar asupra caracteristicilor zgomotului angrenajelor*'', autorii M. Gafiţeanu şi R. Lyon, ,,*Influenţa sarcinii asupra zgomotului angrenajelor în funcţionare*'' autor V. Merticaru, şi ,,*Contribuţii privind reducerea nivelului zgomotului produs de transmisii dinţate*'', autor I. Kremmer.

În lucrarea ,,*Contribuţii la studiul caracteristicilor zgomotului şi vibraţiilor rulmenţilor*'', M. Gafiţeanu, N. Popinceanu şi D. Rădăuceanu, prezintă rezultatele unor cercetări experimentale de zgomot şi vibraţii asupra rulmenţilor radiali cu bile şi role cilindrice, punîndu-se în evidenţă dependenţa dintre vibraţii, zgomot, sarcină, turaţie şi materialul coliviilor.

O interesantă aplicare a efectului Coandă prezintă Gr. Vasilescu în lucrarea intitulată ,,*Efectul Coandă în combaterea zgomotelor de natură gazodinamică*''. Sînt prezentate principalele tipuri de atenuatoare pentru zgomotele gazodinamice ale expansiilor libere de abur şi gaze, rezultatele cercetărilor în domeniul gazodinamicii jeturilor şi acusticii aplicate ale unui colectiv din cadrul Institutului pentru creaţie ştiinţifică şi tehnică.

În comunicarea ,,*Metodă de calcul a atenuatoarelor de tip activ cu secţiune variabilă*'', V. Marinescu, prezintă o metodă originală de calcul a atenuatoarelor de zgomot de tip activ cu secţiune continuu variabilă, precum şi relaţiile de calcul elaborate pe baza acestei metode pentru opt cazuri practice uzuale.

În lucrarea ,,*Reducerea zgomotului produs de eşaparea motoarelor diesel în industria extractivă de ţiţei*'', T. Marinov, prezintă calculul şi construcţia unui atenuator reactiv de tip cu rezonatoare derivate. În urma aplicării unui astfel de atenuator pe conducta de eşapare a unui motor diesel, nivelul de zgomot a scăzut cu valori pînă la 18 dB.

A. Darabont şi St. Soiman în lucrarea ,,*Combaterea zgomotului la perforatoarele peumatice percutante*'' prezintă sursele de zgomot existente la perforatoarele pneumatice şi stadiul actual de combatere a zgomotului la aceste utilaje. Se prezintă, de asemenea, perforatoarele cu zgomot redus P-58S şi P-60S realizate în ţară şi rezultatele măsurărilor de zgomot efectuate.

În comunicarea ,,*Măsuri pentru reducerea nivelului vibraţiilor şi zgomotului produs de ascensoare în blocurile de locuit*'' autori N. Enescu, M. Munteanu şi A. Stan, prezintă rezultatele unor cercetări experimentale, privitoare la reducerea zgomotului şi a vibraţiilor produse de unele ascensoare în blocurile de locuit.

În lucrarea ,,*Tendinţe actuale în normarea zgomotului utilajelor*'' A. Sternberg arată importanţa pe care o ocupă normarea zgomotului utilajelor în complexul de măsuri menite să reducă zgomotul la locul de muncă, cum şi necesitatea corelării acestor norme cu criteriile care stabilesc valorile nocive ale zgomotului pentru om.

Din lucrările prezentate şi din discuţiile purtate a rezultat că pentru a se combate în continuare cu succes poluarea sonoră a mediului înconjurător este necesară o colaborare strînsă între ingineri de diferite specialităţi, fizicieni, electronişti, medici şi psihologi.

Toate lucrările prezentate au urmărit un obiectiv fundamental al politicii Partidului Comunist Român, care impune ca dezvoltarea multilaterală a forţelor de producţie, avînd la bază valorificarea superioară a resurselor materiale şi umane ale ţării, să se desfăşoare în condiţiile protejării mediului înconjurător împotriva poluării de orice natură inclusiv poluarea sonoră.

Dr. ing. *Alex. V. Darabont*

Zilele tehnicii Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România

Între 4 şi 7 iunie 1973 a avut loc în Bucureşti manifestarea denumită ,,Zilele tehnicii Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România''.

Organizată de către Camera de Comerţ Exterior a Republicii Democrate Germane, manifestarea s-a desfăşurat sub patronajul Camerei de Comerţ a Republicii Socialiste România.

În cuvîntul de deschidere a sesiunii de comunicări, tov. Rudolf Murgott, preşedintele Camerei pentru Comerţ Exterior a Republicii Democrate Germane, a arătat că tratatul de prietenie, colaborare şi asistenţă mutuală, încheiat în 1972 între R.S. România şi R.D. Germană prefaţează o nouă etapă a realităţilor dintre ambele ţări. În acest cadru, Zilele tehnice ale R.D.G. reprezintă un aport deosebit pentru o mai strînsă colaborare eficientă. În continuare, tovarăşul R. Murgott a subliniat dezvoltarea continuă a relaţiilor economice dintre ţările noastre, arătînd că ritmul mediu de creştere a schimbului de mărfuri a înregistrat în ultimul deceniu creşteri însemnate (12%), schimburile triplîndu-se, în această perioadă. Colaborarea economică dintre R. S. România şi R. D. Germană cuprinde aproape toate ramurile economiei, primul loc deţinîndu-l industria de prelucrare a metalelor.

Preşedintele Camerei de Comerţ Exterior a Republicii Democrate Germane a dezvoltat pe larg în expunerea sa unele aspecte ale activităţii de cercetare pentru industrie.

Astfel, el a arătat că, la o populaţie de peste 17 milioane locuitori, în R.D.G. activează 150.000 persoane în activităţile de cercetare şi proiectare, majoritatea fiind cuprinsă în combinate şi întreprinderi industriale, de transporturi şi din agricultură. Conform planificării, în 1975 se va dispune de aproape cinci miliarde de mărci pentru activităţile tehnico-ştiinţifice. Dintre obiectivele prioritare ale cercetării s-au menţionat: energetica, materiale, metalurgia oţelurilor de înaltă calitate, metalurgia pulberilor, asigurarea bazei tehnico-materiale pentru raţionalizarea, modernizarea şi automatizarea producţiei, producerea de elemente constructive şi subansambluri standardizate, maşini-unelte, maşini textile, utilaj chimic şi maşini de transport.

Comunicările prezentate în sesiune au ilustrat realizări importante ale tehnicii din R.D.G.

În comunicarea ,,Posibilităţile industriei constructoare de utilaj chimic pentru realizarea de instalaţii nepoluate'' Dr. Martin Quarg, şef de secţie la VEB Chemieanlagenbau und Montagekombinat Leipzig, arată că de fapt realizarea unor instalaţii chimice nepoluate — şi prin aceasta — protejarea mediului ambiant, nu ridică probleme principial noi, ci reclamă doar utilizarea raţională a cunoştinţelor existente, a experienţei acumulate în exploatare ca şi de către constructorul instalaţiilor.

Comunicarea ,,bazele şi realizările industriei de construcţii metalice'', autor ing. Günter Rux, director adjunct al VEB Metalleichtbaukombinat — Forschungsinstitut Leipzig, atrage atenţia asupra importanţei economice a construcţiilor metalice uşoare, asupra posibilităţilor de cooperare multilaterală internaţională în acest domeniu ca şi asupra programului de astfel de construcţii din R.D.G.

Ing. Günter Evers, şef al secţiei vînzării din VEB Kombinat OSTA — Hydraulik Parchim, dezvoltă elementele constructive şi modul de funcţionare a comenzilor hidraulice şi speciale, precum şi posibilităţile de folosire folosite de către acestea, în comunicarea ,,Funcţionarea şi folosirea comenzilor hidraulice complete''.

În ,,Maşinile de rulat oţel rulat profilat şi posibilităţile lor de funcţionare'', autor ing. Hubertus Knabe de la VEB Kombinat Umformatechnik Werkzeugmaschinenfabrik Bad Düben, se prezintă datele şi avantajele folosirii şi acestor maşini.

Ing. Lothar Lorenz, şeful secţiei de încercări din VEB Werkzeugmaschinenfabrik Magdeburg şi comunicarea ,,Noul strung cu comandă nmerică DF 315 NC-S pentru prelucrarea automată în mandrină a pieselor scurte de serie mică şi mijlocie'' descrie componenţa şi modul de lucru al maşinii. Se prezintă date interesante asupra exactităţii, randamentului şi fiabilităţii maşinii.

Lucrarea ,,Comenzi prin calculator pentru maşini-unelte în R.D.G.'', autorul ing. Horst Schneider, şef de grupă la VEB Werkzeugmaschinenkombinat ''Fritz Heckert'' Karl-Marx Stadt, prezintă lucrările efectuate în .RD.G. privitoare a realizarea sistemelor de conducere eficientă, pentru maşini-unelte, de tipul CNC-DNC.

A reţinut atenţia noastră şi lucrarea ,,Maşini de sudat cap la cap şi cu flacără folosită ca mijloace moderne de raţionalizare pentru toate ramurile economiei'', autor ing. Roland Herder, colaborator ştiinţific al Kombinat VEB Lokomotivbau--Elektrotechnische Werke Henningsdorf, care a subliniat deosebita siguranţă de funcţionare în exploatare a procedeului.

Sesiunea a cuprins şi o serie de alte comunicări dedicate produselor abrazive, cerurilor folosite în industria hîrtiei, mobilelor etc. procedeului Difex pentru producerea butadienului, răşinilor pentru lacuri şi vopsele, catalizatorilor, conductelor din sticlă tehnică, sistemelor de producţie şi altele.

Interesul suscitat de această manifestare a tehnicii din R.D.G. în rîndurile specialiştilor ne îndeamnă să revenim, în numerele viitoare ale revistei noastre, cu mai multe amănunte despre unele din lucrările trecute doar sumar în revistă, mai înainte.

Prof. *C. Aramă*

TECHNOIMPEX, din Republica Populară Ungaria, prezentă în ţara noastră

La 9 iunie a.c., firma Technoimpex din R.P.U. a organizat, cu prilejul deschiderii la Braşov a expoziţiei proprii de maşini — unelte, o conferinţă de presă. Cu această ocazie, specialiştii maghiari au prezentat reprezentanţilor presei drumul ascendent al ramurii constructoare de maşini din ţara vecină şi prietenă, preocupările pentru diversificarea continuă a produselor din fabricaţie, precum şi cadrul general în care se desfăşoară relaţiile de export, atît cu ţările socialiste, cît şi cu statele capitaliste, în acest important domeniu industrial. Am reţinut astfel că industria constructoare de maşini ungară, avînd o producţie anuală de aproximativ 50 000 000 dolari, reprezintă 0,6—0,7 la sută din producţia mondială de maşini unelte. 2/3 din aceste utilaje sînt exportate în străinătate. Prin acest volum de export, Ungaria figurează pe lista ţărilor exportatoare de maşini-unelte la locul al 7-lea, majoritatea lor find exportate în ţările socialiste. Majorarea considerabilă a cifrelor de export se datoreşte, printre altele, şi faptului că uzinele constructoare se adaptează cu operativitate exigenţelor foarte înalte ale pieţii internaţionale, ţinînd cont şi de concurenţa din ce în ce mai strînsă dintre parteneri, precum şi extinderii cooperărilor, ceea ce a condus la ridicarea nivelului tehnologic a producţiei indigene de maşini-unelte. În ceea ce priveşte exportul în România, numai în acest an, Ungaria va livra în raport cu anul 1968 de 6 ori mai multe maşini unelte. În acest context, expoziţia de la Braşov, îşi propune să contribuie la adîncirea relaţiilor economice şi de cooperare dintre cele două ţări.

Din expoziţie ne-au reţinut, în mod deosebit, atenţia :

●*Strungul scurt cu dispozitiv de comandă cu cartele perforate, ETL 250.* Această maşină, realizată de Fabrica de maşini unelte de la Csepel, este o construcţie modernă care se pretează la confecţionarea pieselor de forma unei şaibe sau a unei bucşe din fontă, oţel sau metal uşor, gama dimensiunilor confecţionabile fiind Ø250 ori 200 mm, în serii mici sau medii.

●*Strungul cu cap de revolver şi dispozitiv de comandă numerică tip ERI 250.* Maşina se utilizează la confecţionarea pieselor conturate, în domeniul gamei de dimensiuni Ø 200 × 250 mm. Structura maşinii şi dispozitivul de comandă tip NC fac posibilă aplicarea celei mai moderne tehnologii.

●*Maşina universală de frezat utilaje tip MS 400—02.* Este utilizabilă deopotrivă pentru frezarea tradiţională a pieselor şi pentru realizarea diferitelor procese de frezare speciale. Datorită faptului că dispune de numeroase accesorii instalate, freza se pretează la confecţionarea impecabilă a uneltelor şi instrumentelor, precum şi la lucrări de întreţinere şi de experienţă, în condiţiile producţiei pieselor unice şi de serie. Avînd însuşiri tehnice multiple, maşina se pretează în foarte bune condiţiuni la frezarea degajărilor drepte şi spirale, la frezarea găurilor, la mortezare etc. Dispune de un dispozitiv de măsură cu instrumente optice — MS 400-02.

● *Maşina optică de rectificat profile tip KO 160—05.* Se pretează la confecţionarea profilelor amplasate pe suprafeţe cilindrice sau plane. Ea funcţionează cu un dispozitiv optic variabil într-o gamă de mărire de 10 × 20 × 50 ori. Dispozitivul de avansare face posibilă mişcarea sistemului numeric de rectificare, iar cel de poziţionare face posibilă citirea directă a poziţiei avansului de confecţionare.

● *Maşina de rectificat pentru roţi dinţate cu burghiu de piatră de tip FK 320—05.* Această maşină se pretează la rectificarea roţilor dinţate de mare precizie. Avansul sincronizat al discului de rectificat cu roată este asigurat printr-o pereche de motoare electrice sincroeluctante. Maşina are o funcţionare semiautomată. Profilarea şi reglementarea discului se realizează printr-un dispozitiv cu diamant instalat.

● *Maşina pentru aşchiere prin electro-eroziuni model EROSIMAT D* se pretează la confecţionarea, găurirea sau aşchierea pieselor din metal dur, ori din oţel călit ce nu poate fi aşchiat cu metode tradiţionale. Aşchierea se realizează cu mare precizie şi potrivit dimensiunilor prescrise. Domeniul de aplicare principal este industria constructoare de maşini unelte (fabricarea uneltelor pentru decupare, unelte pentru presare, zincuire etc.).

În ceea ce priveşte şi maşinile şi instalaţiile destinate industriei uşoare vă prezentăm :

● *Maşina hidraulică de croit cu braţe mobile.* De o execuţie simplă, ea se pretează la croirea căputei din piele artificială sau la croirea pielei, precum şi la tăierea materialelor textile în mai multe straturi cu un cuţit simplu sau cu două muchii.

● *Maşina de croit cu punte C 2085.* Fabricată pe baza licenţei SCHON, este dintre cele mai rapide maşini de croit cu punte. Completată cu diferite dispozitive de alimentare cu materii prime poate fi utilizată nu numai în industria textilă ci şi în celalte ramuri industriale pentru decuparea pieselor dintr-o bobină.

● *Maşina pentru montarea prin lipire a bombeului şi a părţii laterale a încălţămintei tip C 300.* Este o maşină recent dezvoltată pe baza cooperării SCHON-KAEV şi care satisface orice exigenţă, asigurînd o producţie succesivă, rapidă şi, datorită reglementării automatizate, asigură un randament sporit.

● *Maşina de bordurat şnituri la feţele de încălţăminte.* De o maniabilitate uşoară, maşina este folosită la bordurarea bucăţilor de căptuşeală precum şi pentru prelucrarea oricărui tip de piele plastică sau fetru.

Emil Munteanu-Retevoescu

A 42-a ediţie a tîrgului internaţional de la Poznan

Între 11 şi 20 iunie 1973 s-a desfăşurat a 42-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Poznan.

Din acest an Tîrgul Internaţional de la Poznan şi-a schimbat caracterul, împărţindu-se în două şi anume Tîrgul internaţional tehnic (în iunie), şi Tîrgul internaţional al bunurilor de larg consum (în septembrie).

Această divizare a dus la mărirea suprafeţelor de expunere (un vechi deziderat al expozanţilor străini) şi la creşterea rolului pe care trebuie să-l joace Tîrgul, în calitatea sa de factor care favorizează stabilirea de contacte nu numai comerciale, dar şi de cooperare industrială.

Suprafaţa totală de expunere a Tîrgului tehnic a fost de 134 500 m^2, din care 88500 m^2 acoperit şi 46 000 m^2 în aer liber. Caracterul internaţional al manifestării este subliniat de repartizarea spaţiului, şi anume : 58% ocupată de expozanţii străini şi 42% din cei polonezi. În comparaţie cu ediţia de anul trecut se observă o creştere substanţială a suprafeţei pusă la dispoziţia participanţilor străini.

La ediţia din acest an au participat : Austria, Belgia Bulgaria, Danemarca, Finlanda, Franţa, Grecia, Spania India, Irlanda, Japonia, Cuba, Liechtenstein, Luxemburg R.D. Germană, R.F. Germania, Norvegia, Ţările de Jos Iugoslavia, Cehoslovacia, Polonia, Suedia, Elveţia, Ungaria Marea Britanie, Italia, S.U.A., U.R.S.S. şi R.S. România.

Dominantele Tîrgului din anul acesta au fost următoarele ramuri : maşini-unelte, electrotehnică, electronică motorizaţii, maşini rutiere şi de construcţie, şantiere navale şi chimie.

În ceea ce priveşte expozantul polonez, ca ţară gazdă, accentul principal a fost pus pe maşini de construcţie, chipament pentru mecanizare, maşini-unelte, maşini şi aparate electrice, industrie aeronautică şi de motoare, unelte, rulmenţi, maşini mecanice.

A fost mărită în acelaşi timp gama de produse ale ramurii electronice, a maşinilor textile, echipamentului optic şi medical.

La această a 42-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Poznan, România a fost reprezentată de 23 de întreprinderi de comerţ exterior care au expus printre altele maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor şi a lemnului, o largă gamă de maşini electrice şi electronice, calculatoare, instalaţii de foraj, maşini pentru industria uşoară, autoturisme şi machete de utilaj industrial.

Cu prilejul deschiderii Tîrgului internaţional, pavilionul României a fost vizitat de Edward Gierek prim secretar al C.C. al P.M.U.P., Henryk Jablonski, preşedintele Consilului de Stat şi Piotr Jaroszewicz, preşedintele Consiliului de Miniştri, de alţi conducători de partid şi de stat polonezi.

În săptămîna cît a durat Tîrgul, pavilionul Republicii Socialiste România, a înregistrat peste 200 000 de vizitatori, printre care reprezentanţi ai unor firme, specialişti, oameni de afaceri din aproape 20 de ţări.

Toate produsele expuse în cadrul pavilionului românesc au fost vîndute încă din primele zile. Au suscitat un interes deosebit strungul carusel S.C.—2500, strungurile paralele SNA 800/3000, maşinile Universale de rectificat RU-350, maşinile pentru frezat roţi dinţate, frezele universale şi verticale, maşinile automate de debitat metale, utilaje de filetat interior.

De asemenea au reţinut atenţia şi autocamioanele ,,Bucegi'', tractoarele de diverse tipuri, autoturismele de teren — ,,Aro-240'', excavatoarele, autobasculantele ,,DAC'' şi autoturismul ,,Dacia 1300'', pentru care a fost încheiat un contract cu întreprinderea ,,Polmot'' privind livrarea în Polonia a unui număr de 22 500 de autoturisme, componente electronice şi mijloace de automatizare — Felix FC — 15 şi FC-30, calculatorul FC-164, utilaje pentru industria textilă.

Manifestarea internaţională de prestigiu, tîrgul de la Poznan a constituit o nouă dovadă a tendinţei ce se manifestă pe plan internaţional de dezvoltare a relaţiilor economice reciproce avantajoase între toate statele.

Ing. *Dan Văileanu*

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE

Strojirenstvi
1/1973

Stegman, G. : Cazane de aburi cu două presiuni

Kolarcik, V. : Analiza pulsaţiei volumului în pompe cu piston

Janicek, P. : Procese de destindere în turbine cu hidrogen la temperaturi joase

Novak, J. : Răcirea prin curenţi a pereţilor cilindrici

Klesnil, M. : Efectele ciclurilor de încărcare asimetrică asupra propagării fisurilor de oboseală.

Pechman, V., Kontsky, J., Smid J. : Metode de tratamente termice pentru vanele turbinelor cu aburi.

Masa, J. : Analiza operaţională economiseşte materiale izolatoare.

Przeglad Mechaniczny
23/1972

Brzuchowski, E. : Desfăşurarea ciclică a îmbunătăţirii maşinilor.

Kolman, R. : Determinarea nivelului calitativ al maşinii.

Grygoruk, I., Kastner, B. : Rezistenţa la şoc a oţelului 37 HS călit izotermic.

Suchon, J. : Distribuţia forţelor în membre triplu tensionate asamblate din mai multe secţiuni

Feingerätetechnik
1/1973

Prinz, W. : Sarcini şi probleme tehnologice în cercetarea fundamentală microelectronică

Schölling, W. : Model general, funcţii şi poziţionarea sistemului de înregistrare a informaţiilor ,,Proces de punere la punct constructivă'' în uzină.

Helm, H. : Incercarea nedestructivă a plachetelor cu circuit imprimat în mai multe planuri

Faulstich, K. : Încercări nedestructive pentru suduri

Hofmann, D., Ehlert, G. : Raţionalizarea proceselor de măsurare cu ajutorul strategiilor şi instrucţiunilor de serviciu.

Schäcke, P. : Organizarea raţională a măsurării danturii realizată prin reducerea alegerii punctelor de măsuri.

Jäger, G. : Transformarea numerică directă a valorilor măsurate.

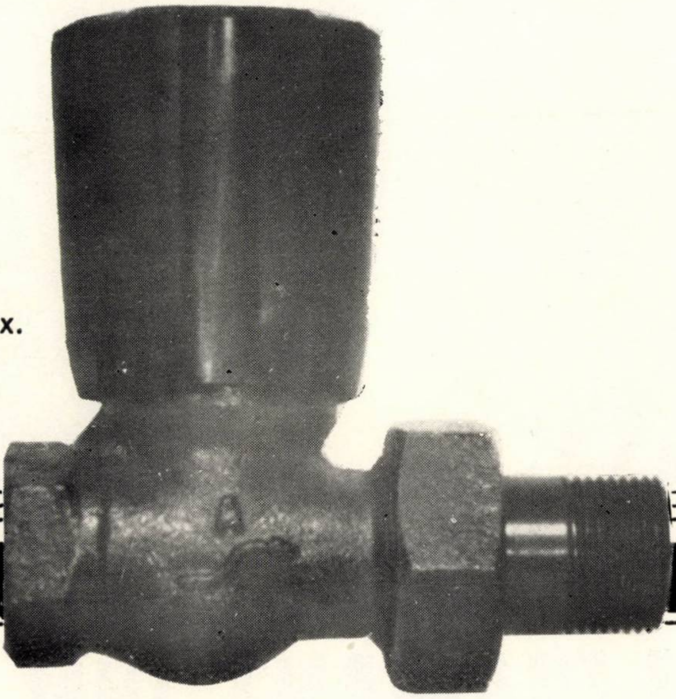
Frey, R. : Despre amortizarea pendulelor reversibile

Holderfliess, J. : Tratarea problemelor de vibraţii continue liniare cu metodă discreţionară.

C.A.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

uzina
ARMĂTURA
CLUJ
Str. Gării nr. 19; telefon 30085; telex 031273



Simbol 5M 4122
PN 6 daN/cm²
Temperatura max.
120°C

Avînd o veche tradiție și peste 50 ani de experiență în domeniul fabricației de armături, produce ROBINETE DREPTE CU DUBLU REGLAJ din fontă maleabilă, între dimensiunile G 3/8" — G 1", utilizate în instalațiile de încălzire centrală pentru reglarea debitului apei calde sau a aburului de joasă presiune, în corpurile de încălzire.

Emiteți cu încredere comenzile dv., care vor fi satisfăcute cu maximă promptitudine!

STANKOIMPORT

PASTE
CU DIAMANT DIN
U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul și șlefuirea suprafețelor metalelor și ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii și reduc rugozitatea suprafețelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît și pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**
— solubile în solvenți organici — 0
— solubile în apă — B ;
în trei concentrații: 2, 5 și 10% și în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

Pentru orice informații, adresați-vă la: V/O „Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport Moscova. Telex: 227; Telefon 244—21—32

STANKOIMPORT

Combinatul pentru tehnica aerisirii și răcirii

Tehnica aerului şi frigului, aşa cum trebuie să fie!

Dacă este vorba de o nouă instalaţie de climatizare ...

... atunci specialiştii sînt cu toţii imediat de acord.

Motivul?

Noul sistem ILKA realizat din elemente bazate pe tehnica aerului şi frigului rezolvă toate problemele convingător de simplu şi de economic.

Noile noastre aparate de climatizare pentru răcire directă şi indirectă, cu patru mărimi constructive KGS 1 — KGS 4, au un domeniu al fluxului de transport de la 2 000 pînă la 25 000 m^3/h la un domeniu de capacitate frigorifică specific de la $\Delta i = 0{,}5$ pînă la 4,0 respectiv 6,0 kcal/h. Încălzirea poate să se efectueze cu apă caldă, abur sau energie electrică. Construcţia compactă, care necesită un spaţiu redus, permite o adaptare optimă la capacitatea dorită şi la condiţiile de spaţiu existente.

Datorită racordării directe dispare montajul electric, de altfel costisitor.

Pentru umezirea aerului şi ca accesoriu la aparatele de climatizare se potrivesc în plus şi aparatele noastre de umezire cu abur, în două mărimi constructive (cantităţile maxime de abur de la 10 la 20 kg/h).

Vă rugăm scrieţi-ne!

Vă informăm cu plăcere, amănunţit, vă sfătuim personal şi vă livrăm în scurt timp instalaţiile de climatizare ILKA pe care le căutaţi!

ILKA

VEB Kombinat Luft- und Kältetechnik
RDG 808 Dresden,
Königsbrücker Landstr. 156

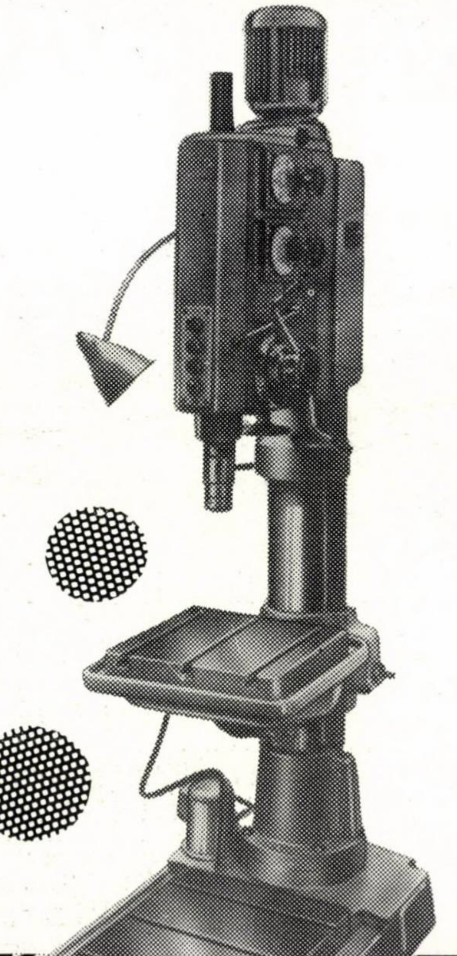
EXPORTATOR:

TechnoCommerz — GmbH
RDG 108 Berlin,
Johannes-Dieckmann — Str. 7/9
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

MAŞINĂ DE GĂURIT modernă, de mare productivitate, cu variate utilizări	BK—20	BK—32
Diametrul de găurire în oţel, minimum, mm	20	32
Suprafaţa operativă a mesei de bază, mm	150x300	400x420
Suprafaţa operativă a mesei reglabile, mm	—	—
Suprafaţa operativă a mesei rabatabile, mm	—	400x400
Gama de viteze a axului, rot/min	95—1900	85—1500



Nomenclatorul de export include o vastă gamă de strunguri de filetat, prese excentrice, ciocane pneumatice, maşini de frezat.

BULGARIE

Exportator: MACHINOEXPORT CO.LTD.
5, ul. Aksakov SOFIA, BULGARIA
Telefon: 88-53-21 Telex: 022-425
Telegrame: MACHINOEXPORT-SOFIA

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

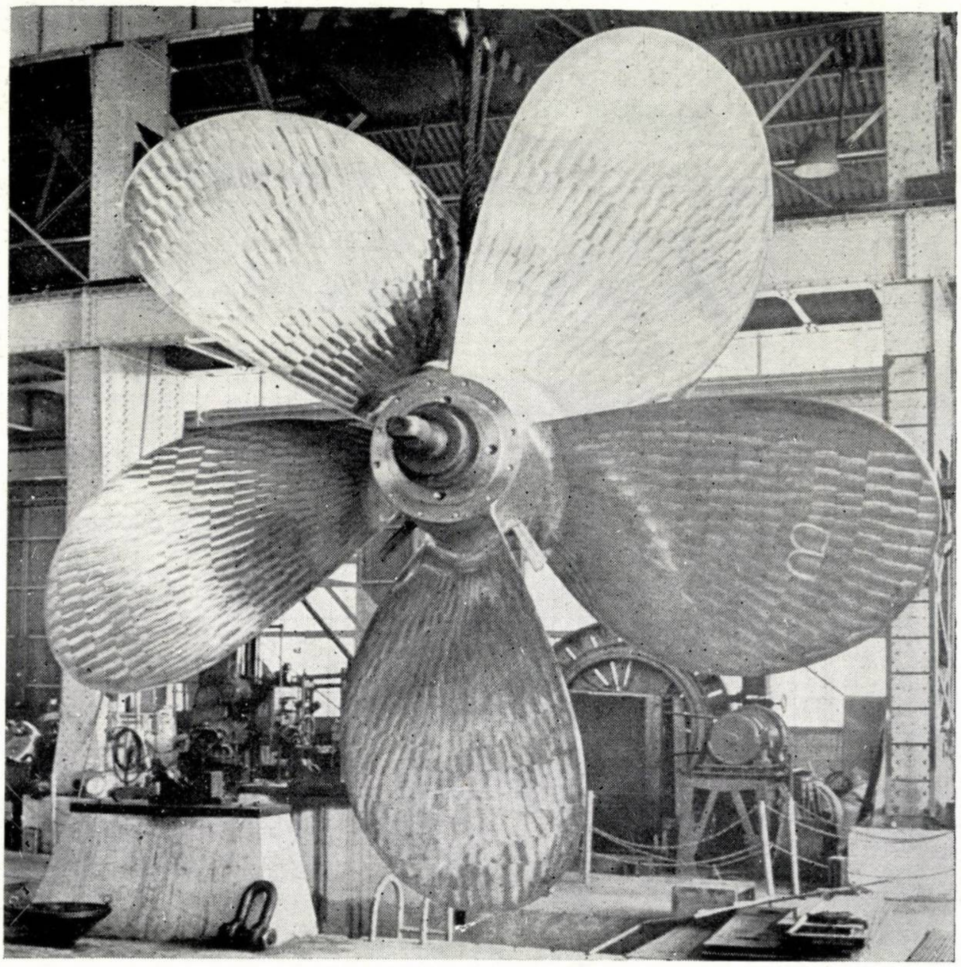
CENTROMOR

Birou central de import şi export
de nave şi echipamente
Sediul social: Gdansk, Okopowa 7
Telefon: 31-22-71 şi 31-42 61
Telex: 051376 Centromor Gd.
Telegrame: Centromor Gdansk
Birouri la Varşovia şi Szczecin

Reprezentant comercial exclusiv al industriei poloneze navale în domeniul exportului şi al importului, oferă:

- Cargouri: pentru mărfuri în vrac, petroliere, nave cu conteinere, nave frigorifice etc.
- Nave de pescuit: traulere frigorifice şi de congelare, cutere, nave oceanografice.
- Bărci de salvare şi pentru alte destinaţii.
- Şantiere navale şi echipamentele lor.
- Servicii de specialişti în domeniul proiectelor şi construcţiei de şantiere navale.
- Un bogat sortiment de echipamente pentru nave.

PUBLICOM



CENTROMOR

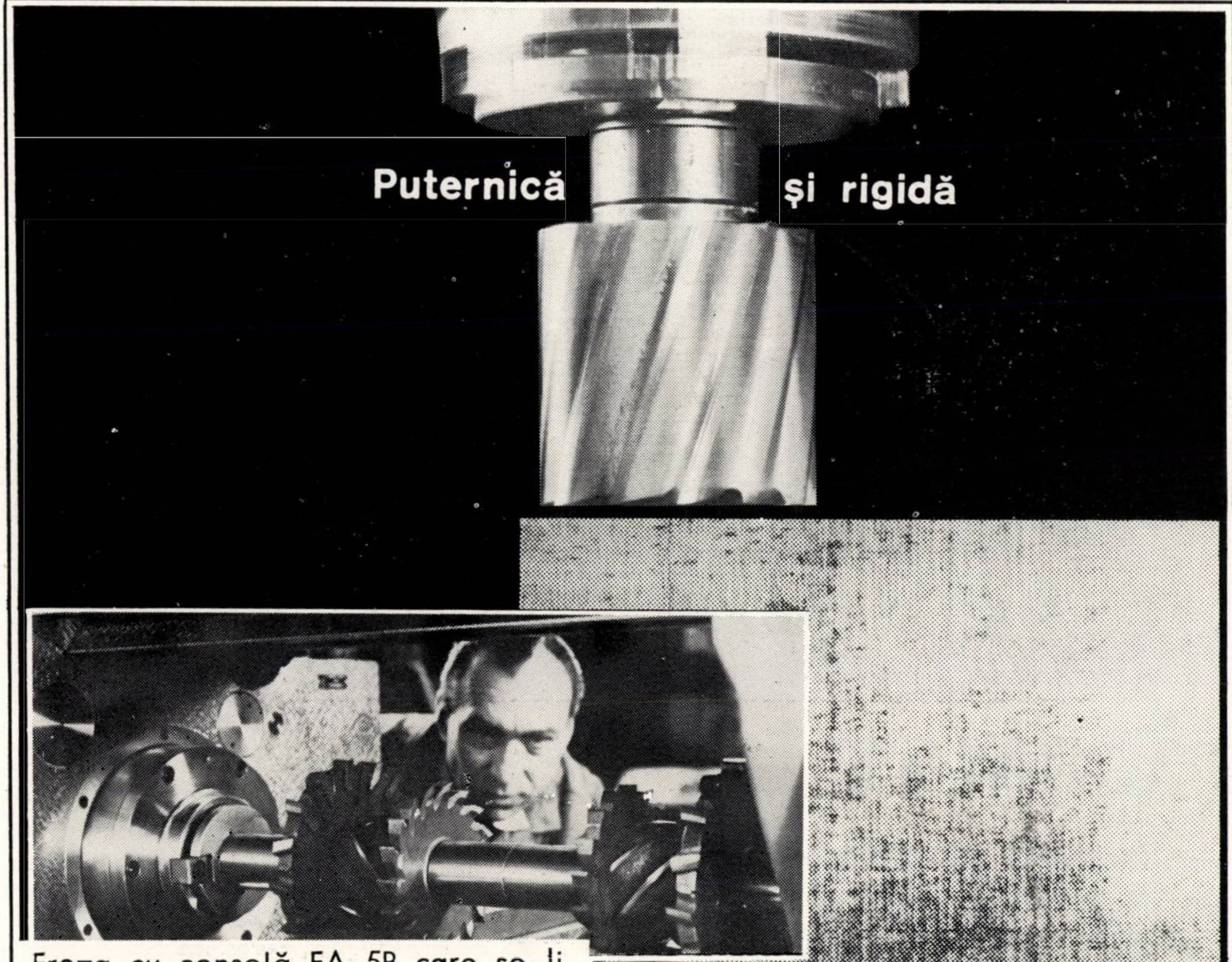
ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări: Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM



Freza cu consolă FA 5B care se livrează în trei variante: orizontală, universală și verticală

Foarte robustă și avînd o rigiditate excepțională, putere mare a capului portfreză și suprafață utilă mare a mesei, asigură o prelucrare productivă a pieselor complexe atunci cînd se lucrează unitar și în serie. Aplicațiile tehnologice ale acestei freze sînt sensibil mărite datorită paletei bogate în mecanisme adiționale și ciclului automat încastrat al mesei. Manevrare simplă în cadențe mari și universalitate vastă, datorită butoanelor de contact centralizate pe panoul de comandă, precum și calculatorului care optimizează regimul de tăiere.

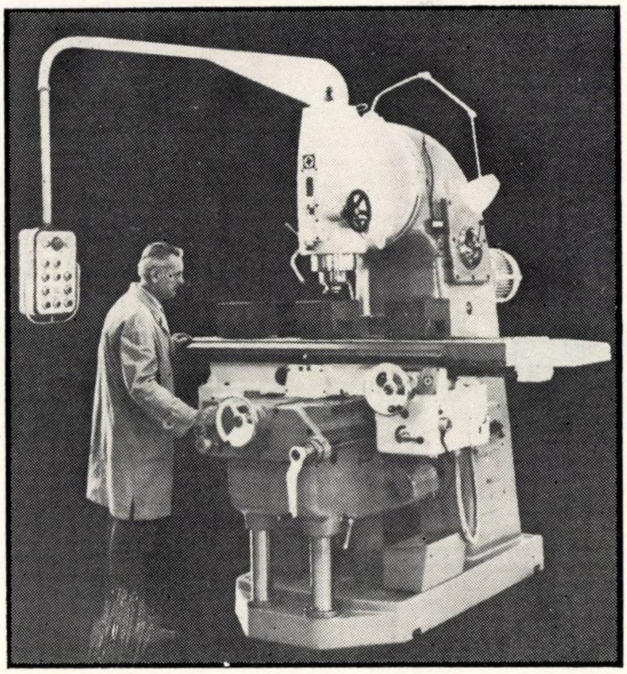
Suprafața utilă a mesei este de 450 × 2000 mm, capul portfreză dezvoltînd o putere de 15 kW

FA 5B

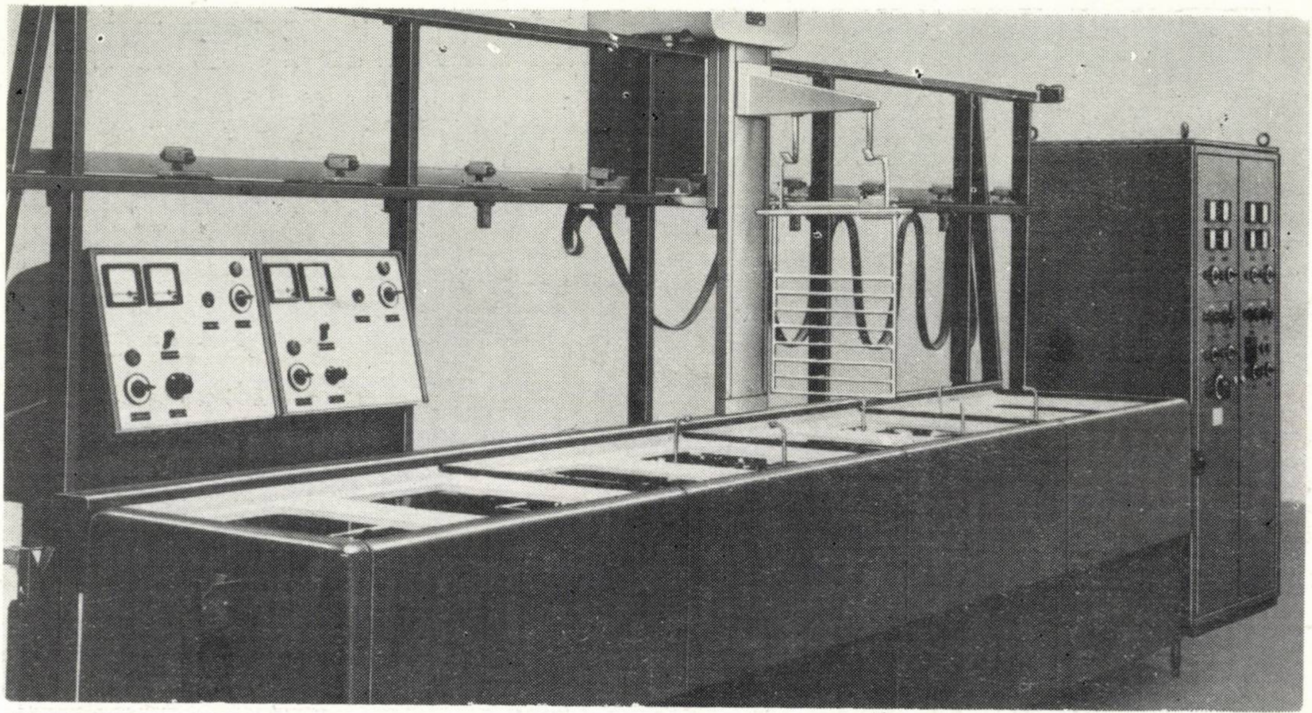
freză a cărei utilizare este indicată ori de cîte ori programul impune prelucrarea unor piese de dimensiuni mari, o cadență ridicată, o vastă universalitate, o întreținere ușoară și o conducere simplă.

Strojimport

S.A. Vinohradska 184, Praga 3 Cehoslovacia



PUBLICOM



PICOMAT

Cheson pentru galvanizarea de precizie, pentru producţie, laborator şi pentru staţiile pilot.

VEM

PICOMAT este un sistem de cuve pentru instalaţii care servesc pentru tratamentele electrochimice ale suprafeţelor şi pentru acoperirea cu un strat protector a pieselor mici şi foarte mici.

PICOMAT are aplicaţii universale, în variate tehnologii şi în tratamente electrochimice diferite în mecanica fină, în optică, în electrotehnică, în electronică, în construcţia de aparate şi în industria ceasornicelor şi a bijuteriilor.

Chesoanele PICOMAT individuale pot fi alese şi asamblate pentru fiecare procedeu dorit şi servesc pentru procesele de finisare economică.

photography.

PICOMAT oferă multe avantaje:

- montaj şi deservire simple
- execuţia montajului uşoară în cazul cînd se folosesc materiale plastice rezistente la coroziune
- dispunere variată a recipientelor şi posibilitatea unei interschimbări rapide
- posibilităţi variate de dispunere a sistemelor de alimentare prin introducerea a 1, 2 sau mai multor alimentatoare

Aceste avantaje, precum şi execuţia într-o formă şi culoare modernă asigură o putere înaltă instalaţiilor PICOMAT, cu cheltuieli reduse. Garantăm termene de livrare scurte.

VEB GALVANOTECHNIK
LEIPZIG

DDR — 705 Leipzig
Torgauer Strasse 76
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Exportator :

TechnoCommerz GmbH

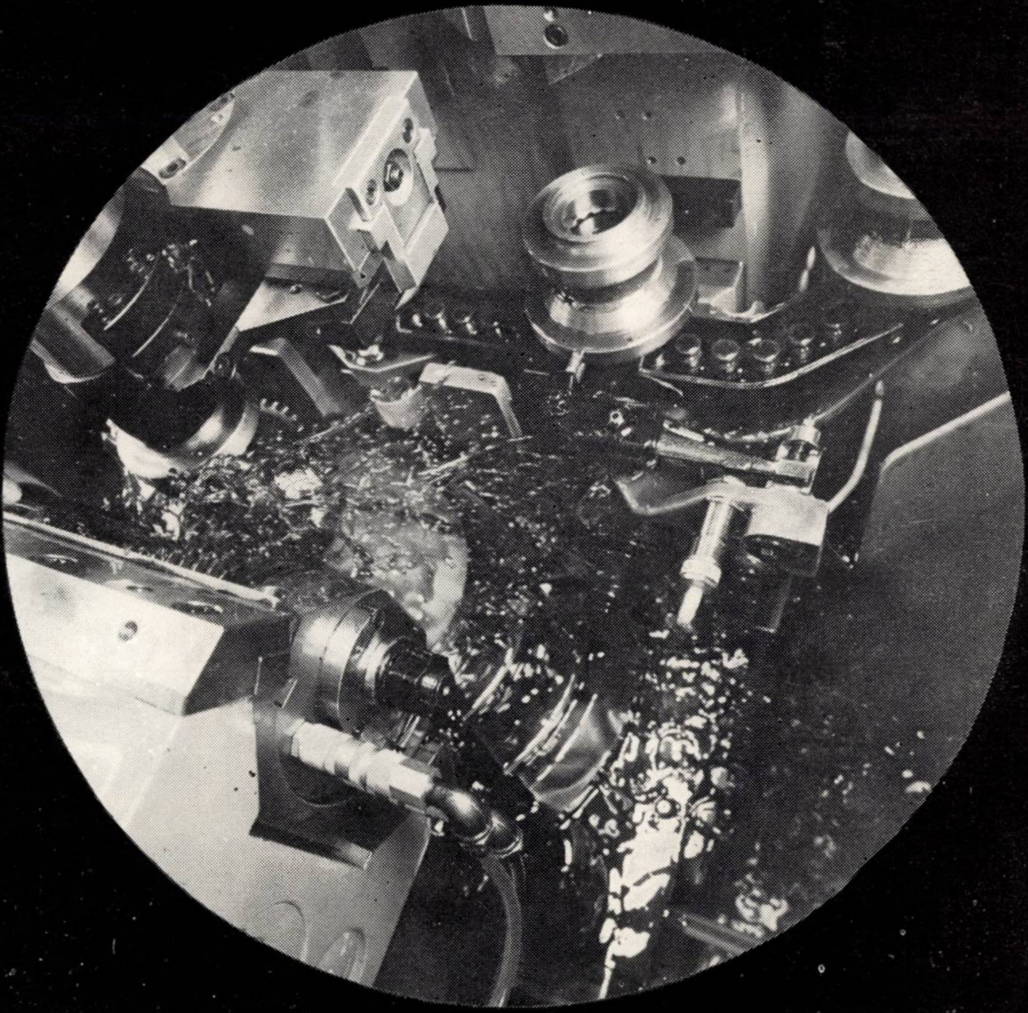
TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Strasse 4—6

Reprezentant:

Ambasada DDR în R.S. România, HPA-TKB
TechnoCommerz
Bucureşti
Drumul Taberei
str. Compozitorilor, nr. 30
Scara 1

PUBLICOM

Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) D—6 000
Frankfurt/Main Corneliusstrasse 4
Telefon (0611) 74 02 26
Telex: 0412607



Merită să faceţi o călătorie prin lume, străbătînd 30 de ţări în 10 zile, pentru a vizita a 73-a expoziţie internaţională de la Hanovra—18—27 sept. 1973—

Produsele tehnicii celei mai moderne vor fi expuse pe o suprafaţă de circa 100 000 m.p.

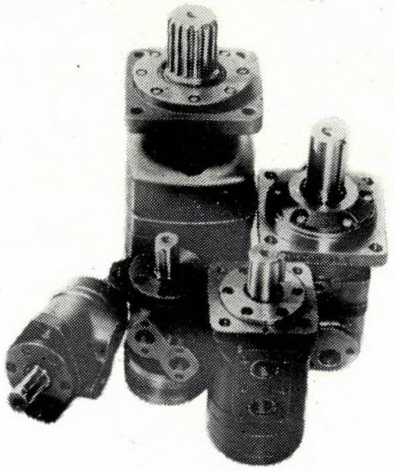
Pregătiţi-vă bagajele pentru „Călătoria mondială" în scopul de a vedea expuse maşinile-unelte.

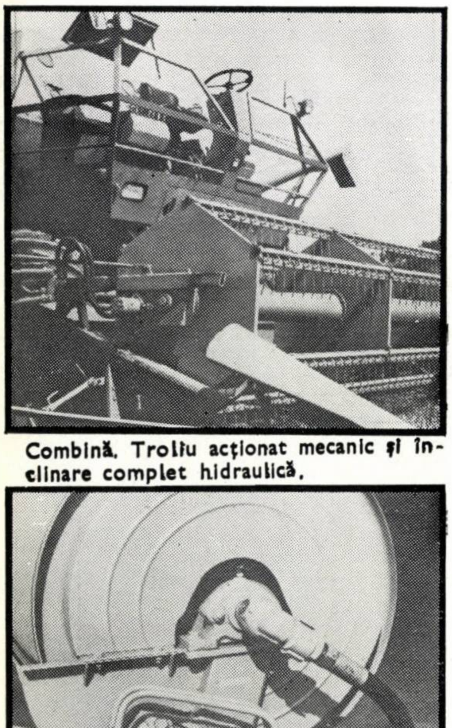
Pentru informaţii amănunţite adresaţi-vă la adresa de mai sus.

PUBLICOM

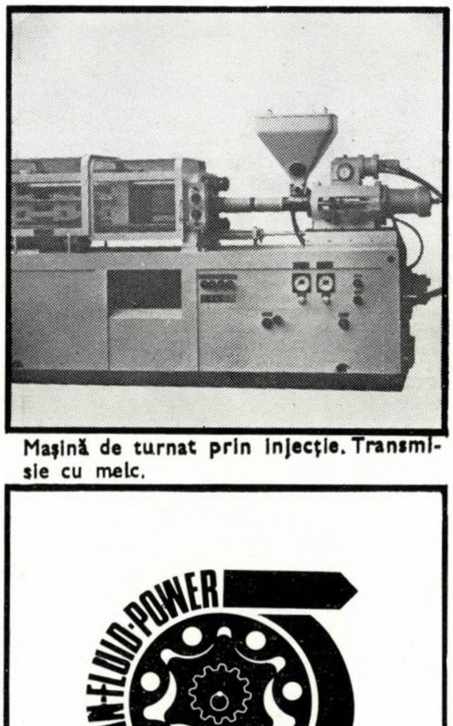
Motorul hidraulic Danfoss, cu mers lent

— Există oare un simbol mai bun pentru aplicațiile lui multilaterale?



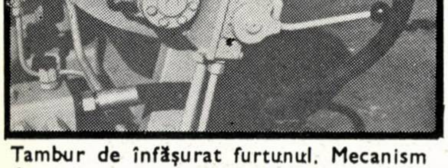


Combină. Troliu acționat mecanic și înclinare complet hidraulică.



Mașină de turnat prin injecție. Transmisie cu melc.

Macara. Acționarea rotației benei.



Tambur de înfășurat furtunul. Mecanism de acționare a tamburului.

IN-FLUID-POWER
DANFOSS

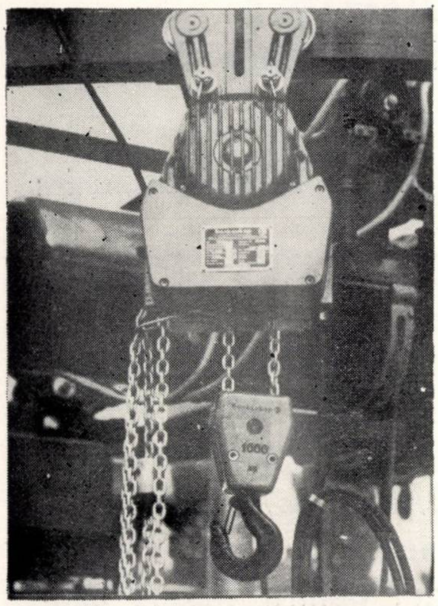
Momente maxime de rotație de la 26 kpm pînă la 190 kpm și rotații pînă la 1 000 rot/min, precum și puteri pînă la 90 CP.

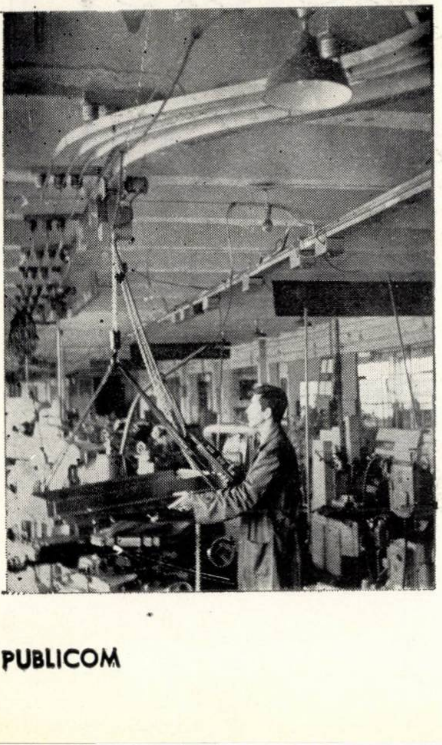
Mașină de frezat. Avans.

HYDRAULIK
Danfoss

Danfoss A/S DK 6430 Nordborg
Danemarca (Dania) Tel.: 04-452222
Telex: 50599

balkancar





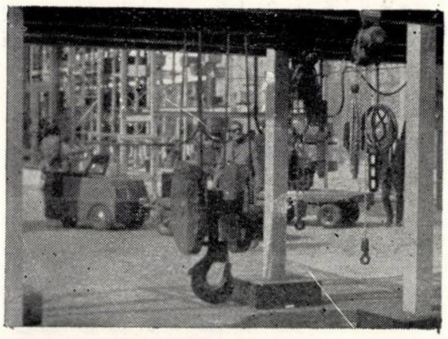
Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

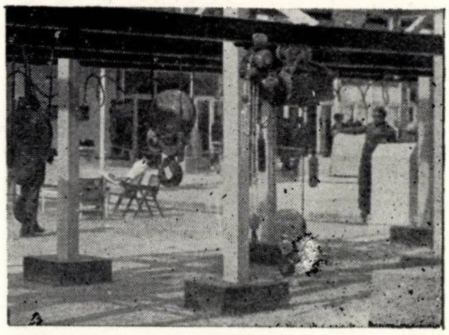
- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m





EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM

Un serviciu exigent pretinde cutii de viteze de calitate!

Astfel de cutii se fabrică de PRAGA şi se exportă prin

Pragoinvest

pentru maşinile destinate lucrărilor de construcţii civile şi de terasamente:

Grupuri convertizoare:

Praga M 100 pentru maşinile cu o putere între 160 şi 500 CP, avînd un cuplu motor între 65 şi 160 mkg

Praga M 70 P pentru maşinile avînd un motor de 200 CP, un cuplu motor maxim de 70 mkg şi o viteză maximă de 2 150 rot/min

Praga M 2 220—cutie de viteze reversibilă, cu două viteze şi convertizor pentru maşini pentru construcţii civile, macarale, rulouri compresoare pe pneuri şi cărucioare elevatoare

Praga 3340—cutie de viteze reversibilă şi convertizor pentru maşini pentru construcţii civile, macarale şi maşini pentru exploatări miniere

Fabricate de:
Uzinele de automobile PRAGA
Praga 9
Cehoslovacia

Exportate de:
PRAGOINVEST—Întreprindere de comerţ exterior
Ceskomoravska 23 Praga 9
Cehoslovacia

Abonaţi-vă la revistele:

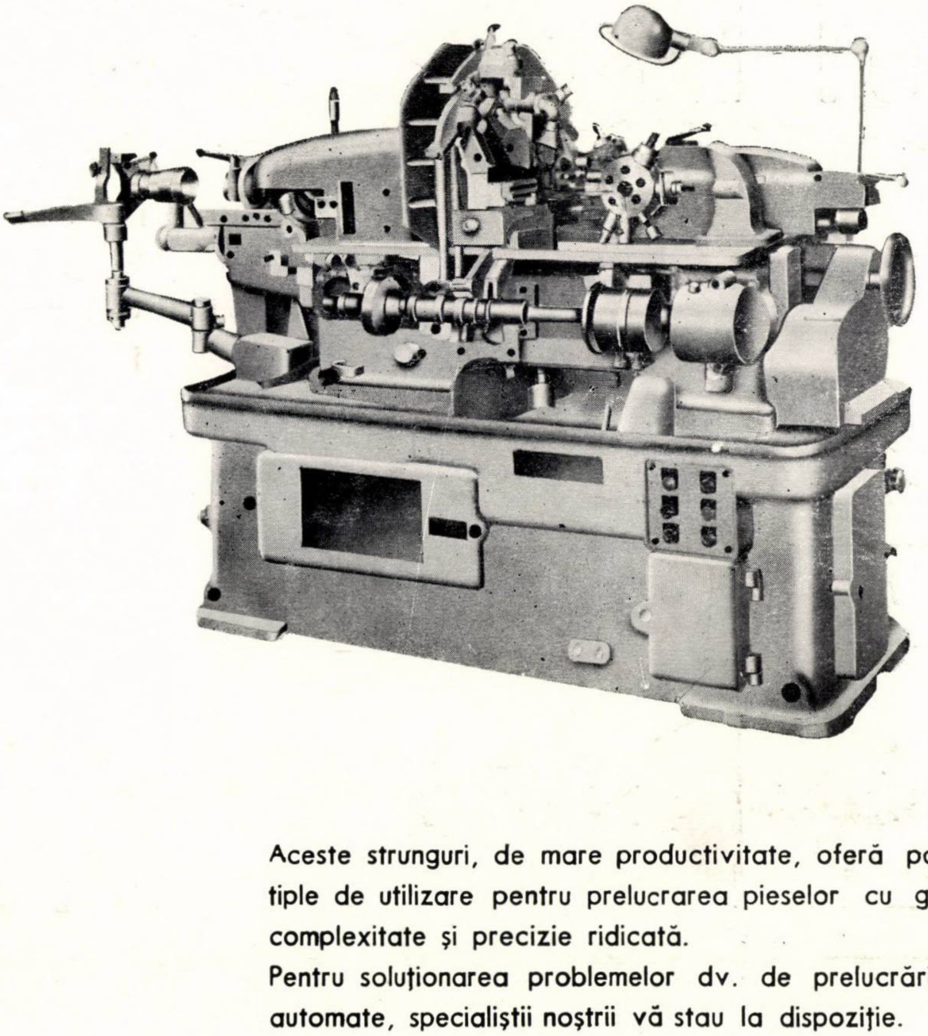
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

AUTOMATICA şi ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.

Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

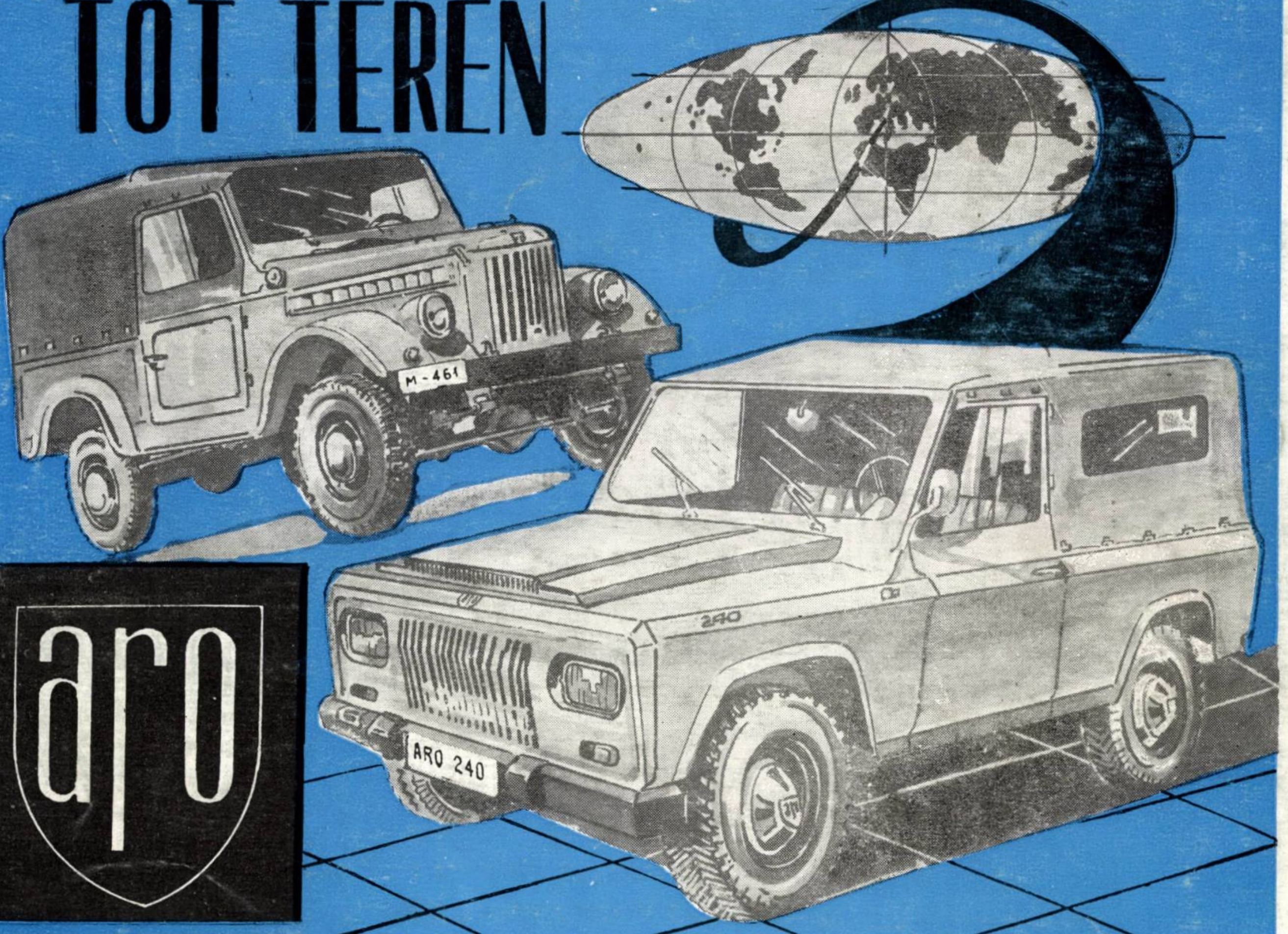
Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL

Produce

AUTOTURISME TOT TEREN

DACIA
ROMANIA



aro

Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut și apreciat în toată lumea. Caracteristicile sale de trecere sînt excepționale:

CARACTERISTICI	**ARO** M461·C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcția lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele și neamenajate în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane și marfă	8 pers. sau 0,650t	8 pers. sau 0,700t	5 pers. sau 0,535t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 CP. la 4000 rot/min	80 CP. la 4200 rot/min	80 CP. 4200 rot/min.
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

1974 FEB 07

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL

CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEȚUL ARGEȘ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷ 1006 Telex: 018259

E 3279

R

Noutăţi din industria
construcţiilor de maşini
din Polonia

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

9

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXV • nr 9 • SEPTEMBRIE 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o
gamă variată de rulmenți

FRB
MADE IN ROMANIA

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
rulmenți pentru utilaj petrolier
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ŞTIINŢIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, SEPTEMBRIE, Nr. 9, 1973

CUPRINS

KSIAZEK, T.: Presa tehnică poloneză. 519
CZAJA, J.: Sape cu trei conuri, poloneze, pe şantierele de foraj din Siria şi Bulgaria. 521
KOBYLANSKI, K.: Tractoarele agricole în Polonia. 523
PAWLOWSKI, W.: Maşini pentru terasamente. 526
LESNIAK, W.: Maşina Polski Fiat 126 P 529
* * *: Noutăţi în domeniul ştiinţelor şi tehnicii poloneze 530
CHODNIKIEWICZ, K. şi WISNIEWSKI, M.: Maşini — transfer Hydomat. 533
LESNIAK, A.: Progresul tehnic în construcţia mecanică din Polonia. 536
ONISZK, W. şi CHOLEWINSKI, S.: Pompe pentru industria zahărului şi pentru centralele de forţă şi termice. 539
PANKIEWICZ, J.: „Profesor Siedlicki" — Navă laborator. 542
* * *: Noua variantă constructivă a ascensorului pentru sarcini grele ZBEMB tip Gniezno—1510. 544
OGRODONSKI, H.: Maşini-unelte cu comandă numerică. 545
GOTZ, R, KOPCZYNSKI, M. şi OSUCH, W.: Motoare principale şi auxiliare pentru propulsie marină. 548
IWANEJKO, L.: Probele rulmenţilor tip 2 RS la Intreprinderile FLT. 555
NOWAKOWSKI, T.: Industria de maşini agricole. 558
DZIEDUSZYCKA, I.: Noi vase de pescuit. 560
GOLCZYK, M.: O nouă metodă de construcţie a refrigeranţilor cu trepte. 563
CHICZEWSKI, S.: Rulmenţii FLT în maşinile şi instalaţiile moderne. 565
MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE 567

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. TR. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 62 : 07 (438)
Ksiazek, T.: **Presa tehnică poloneză.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 519—521

CZ 622.24.051.5 (438)
Czaja, J.; **Sape cu trei conuri, poloneze, pe șantierele de foraj din Siria și Bulgaria.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 521—523

CZ 629.114.2 (438)
Kobylanski, K.: **Tractoarele agricole în Polonia.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 523—525

CZ 624,132,3
Pawlowski, W.: **Mașini pentru terasamente.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9. p. 526—529

CZ 629.114,6 Fiat (438)
Lesniak, W.: **Mașina Polski Fiat 126 P.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr, 9, p. 529—530

CZ 5+62 (428)
* * * **Noutăți în domeniul științelor și tehnicii poloneze.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 530—532

CZ 621,979—82
Chodnikiewicz, K. și *Wisniewski, M.*: **Mașini-transfer Hydomat.**
Construcția de Mașini 25(1973), nr. 9, p. 533—536

CZ 62 (438)
Lesniak, A.: **Progresul tehnic în construcția mecanică din Polonia.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 536—539

CZ 621.65 : 664. 12.03
Oniszk, W, și *Cholewinski, S.*: **Pompe pentru industria zahărului și pentru centralele de forță și termice.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 539—541

CZ 629.124 : 001.891
Pankiewicz, J.: **„Profesor Siedlicki" — Navă laborator.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 542—544

CZ 621.876.113
* * * **Noua variantă constructivă a ascensorului pentru sarcini grele ZREMB tip Gniezno—1510.**
Construcția de Mașini 25 (1973) nr. 9, p. 544

CZ 621.91 — 523.8
Ogrodonski, H.: **Mașini-unelte cu comandă numerică.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 545—548

CZ 621.43 : 629.12
Golz, R., *Kopczynski*, M. și *Osuch, W.*: **Motoare principale auxiliare pentru propulsie marină.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 548—555

CZ 621.822.8
Iwanejko, L.: **Probele rulmenților tip 2 RS la Intreprinderile FLT.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 555—558

CZ 631.3
Nowakowski, T.: **Industria de mașini agricole.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 558—560

CZ 629.124.72
Dzieduszycka, I.: **Noi vase de pescuit.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 560—563

Z 621—71 : 624.92
Golczyk, M.: **O nouă metodă de construcție a refrigeranților cu trepte.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9, p. 563—564

CZ 621.822.8
Chiczewski, S.: **Rulmenții FLT în mașinile și instalațiile moderne.**
Construcția de Mașini 25 (1973), nr. 9. p. 565—566

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia" Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 2935.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 62 : 07 (433)
Ксязек, Т.: **Технический пресс польского производства.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 519–521

ДК 622.24.051.5 (438)
Чая, И.: **Буровые трехконусные долота, польского производства, на буровых стройках в Сирии и Болгарии**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 521–523

ДК 629.114.2 (438)
Кобылански, К.: **Сельскохозяйственные тракторы в Польше.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 523–525

ДК 624.132.3
Павловски, В.: **Машины для земляных работ.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 526–529

ДК 629.114.6 Fiat (438)
Лесняк, В.: **Машина Польский Фиат 126 л.с.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 529–530

ДК 5 + 62 (438)
* * * **Новости в области польской науки и техники.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 530–532

ДК 621.979 – 82
Ходникевич, К. и *Висневски, М,:* **Машины—трансфер Hydomat.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9 стр. 533–536

ДК 62 (438)
Лесняк, А.: **Технический прогресс в механическом строительстве в Польше.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 536–539

ДК 621.65 : 664.12.03
Онишек, В. и *Холевински, С.:* **Насосы для сахарной промышленности и для силовых и тепловых станций.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 539–541

ДК 629.124 :001.891
Панкевич, И.: **„Профессор Седлицки" — Судно лабо ратория.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 542–544

ДК 621.876.113
* * * **Новый конструктивный вариант подъемника для тяжелого груза ЗРЕМБ типа Гнезно — 1510.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 544

ДК 621.91 – 523.8
Огродонски, Х.: **Станки с числовым уравлением.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 545–548

ДК 621.43 : 629.12
Гоц, Р. Копозиски, М. и *Осух, В..:* **Главные и вспомогательные судовые двигатели.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 548–555

ДК 621.822.8
Иванейко, Л.: **Пробы подшипников качения типа 2 РС на предприятиях ФЛТ.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 555–558

ДК 631.3
Новаковски, Т.: **Сельхозмашиностроение.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 558 - 560

ДК 629,124.72
Дведушицка, И.: **Новые рыболовные судна.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 560–563

ДК 621–71 : 624.92
Гольчык, М.: **Новый метод конструкции ступенчатых холодильников.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9, стр. 563–564

ДК 621.822.8
Хичевски, С.: **Подшипники качения ФЛТ в современных машинах и установках.**
Constructia de Maşini 25 (1973), № 9 стр. 565–566

INHALTSVERZEICHNIS

DK 62 : 07 (438)
Ksiazek, T. : **Die polnische technische Presse.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 519–521

DK 622.24.051.5 (438)
Czaja, J. : **Polnische Dreikegelbohrmeissel auf die Baustellen in Sirien und Bulgarien.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 521–523

DK 629.114.2 (438)
Kobylanski, K. : **Die landwirtschaftliche Schlepper in Polen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 523–525

DK 624.132.3
Pawlowski. W. : **Maschinen für Erdarbeiten.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 526–529

DK 629.114.6 Fiat (438)
Lesniak, W. : **Das Polski FIAT 126 P – Auto.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 529–530

DK 5 + 62 (438)
* * * : **Neuigkeiten im Gebiete der polnischen Wissenschaften und Technik.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 530–532

DK 621.979–82
Chodnikiewicz, K. und *Wisniewski, M.* : **Maschinen– Hydomat – Übertragung.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 533–536

DK 62 (438)
Lesniak, A. : **Der technische Fortschritt im polnischen Maschinenbau.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H 9, S. 536–539

DK 621.65 : 664.12.03
Oniszk, W. und *Cholewinski, S.* : **Pumpen für die Zucker industrie und für die Kraft- and Wärmezentralen.**
Constructia de Maşini 25 (1973) H. 9, S. 539 –541

DK 629.124 :001.891
Pankiewicz, J. : **„Professor Siedlicki"** – **Laboratoriumsschiff.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 542–554

DK 621.876.113
* * * : **Die neue Bauvariante des Aufzuges für schwere Lasten ZREMB Type Gniezno–1510.**
Constructia de Maşini 25 (1973) H. 9, S. 544

DK 621,91–523,8
Ogrodonski, H. : **Werkzeugmaschinen mit Digitalsteuerung.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 545–548

DK 621.43 : 629.12
Golz, R., Kopozynski, M. und *Osuch, W.* : **Haupt- und Hilfsmotoren für den See-Antrieb.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 548–555

DK 621·91 – 523.8
Iwanejko, L. : **Die Versuche der Kugellager Type 2 RS bei den FLT – Unternehmungen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 555–558

DK 631.3
Nowakowski, T. : **Die Industrie für landwirtschaftliche Maschinen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 558–560

DK 629.124.72
Dzieduszycka, I. : **Neue Fischerboote.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 560–563

DK 621 – 71 : 624.92
Golczyk, M. : **Eine neue Baumethode der Stufenkühler**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 563–564

DK 621.822.8
Chiczewski, S. : **Die FLT-Kugellager in den modernen Maschinen und Einrichtungen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), H. 9, S. 565–566

CONTENTS

DC 62 : 07 (438) 455–457
Ksiazek, T. : **The Polish Technical Press.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 519–521

DC 622.24.051.5 (438)
Czaja, J. : **Polish-made three-cone bits drilling in Syria and Bulgaria**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 521–523

DC 629.114.2 (438)
Kobylanski, K. : **Agricultural tractors in Poland.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 523–525

DC 624.132.3
Pawlowski, W. : **Earthwork machinery.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 526–529

DC 629.114.6 Fiat (438)
Lesniak, W. : **Polski Fiat 126 P.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 529–530

DC 5 + 62 (438)
* * * : **New achievements in the field of polish science and technique.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 530–532

DC 621.979 – 82
Chodnikiewicz, K. and *Wisniewski, M.* : **„Hydomat" transfer machines.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 533–536

DC 62 (438)
Lesniak, A. : **Technical developments in polish mechanical engineering.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 536–539

DC 621.65 : 664.12.03
Oniszk, W. and *Cholewinski, S.* : **Pumps for the sugar industry and for power and thermal stations.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 539–541

DC 629.124 :001.891
Pankiewicz, J. : **Laboratory ship „Profesor Siedlick i".**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr, 9, p. 542–544

DC 621. 876.113
* * * : **A new constructive version of the ZREMB Gniezno–1510 heavy loads hoist.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 544

DC 621.91–523.8
Ogrodonski, H. : **Numerical program-controlled machine-tools.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 545–548

DC 621.43 : 629.12
Gotz, R., *Kopczynski, M.* and *Osuch, W.* : **Main and auxiliary marine engines.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 548–555

DC 621.822.8
Iwanejko, L. : **Testing of 2RS type bearings at FLT Enterprises.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 555–558

DC 631.3
Nowakowski, T. : **Farming equipment industry.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 558–560

DC 629.124.72
Dzieduszycka, I. : **New fishing boats.**
Construcţia de maşini 25 (1973), nr. 9, p. 560–563

DC 621–71 : 624.92
Golczyk, M. : **A new method of building step-refrigerants.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 563–564

DC 621.822.8
Chiczewski, S. : **FLT bearings for modern machines and installations.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 9, p. 565–566

SOMMAIRE

CD 62.07 (438)
Ksiazek, T. : **La Presse technique polonaise.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 519–521

CD 622.24.051.5 (438)
Czaja, J. : **Trépans à trois cônes, polonais, sur les chantiers de forage de Syrie et de Bulgarie.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 521–523

CD 629.114.2 (438)
Kobylanski, K. : **Les tracteurs agricoles en Pologne.**
Construcţia de Maşini 25 (1973) , no. 9, p. 523–525

CD 624.132.3
Pawlowski, W. : **Machines pour terrassements.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 526–529

CD 629.114. 6 Fiat (438)
Lesniak, W. : **La voiture Polski Fiat 126P.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 529–530

CD 5 + 62 (438)
* * * : **Nouveautés dans le domaine des sciences et de la technique polonaises.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 530–532

CD 621.979–82
Chodnikiewicz, K. et *Wieniewski, M.* : **Machines — transfert Hydomat.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 533–536

CD 62 (438)
Lesniak, A. : **Le progrès technique dans le domaine de la construction mécanique de Pologne.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 536–539

CD 621.65 : 664.12.03
Oniszk, W. et *Cholewinski, S.* : **Pompes pour l'industrie du sucre et pour les centrales de force et thermiques.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 539–541

CD 629. 124 : 001.891
Pankiewicz, J. : **„Profesor Siedlicki" — bateau laboratoire**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 542–544

CD 621.876.113
* * * : **La nouvelle variante constructive de l'ascenseur pour charges lourdes ZREMB, type Gniezno – 1510.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 544

CD 621.91 – 523.8
Ogrodonski, H. : **Machines-outils à commande numérique.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no 9. p 545–548

CD 621,43 : 629.12
Gotz, R., *Kopczynski, M.* et *Osuch, W.* : **Moteurs principaux et auxiliaires pour la propulsion maritime.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 548–555

CD 621.822.8
Iwanejko, L. : **Les essais auxquels sont soumis les roulements du type 2 RS dans les Entreprises FLT.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 555–558

CD 631.3
Nowakowski, T. : **L'Industrie des machines agricoles.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 558–560

CD 629.124.72
Dzieduszycka, I. : **Nouveaux bateaux de pêche.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 560–563

CD 621–71 : 624.92
Golczyk, M. : **Une nouvelle méthode de construction des réfrigérateurs à paliers.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 563–564

CD 621.822.8
Chiczewski, S. : **Les roulements FLT dans les machines et dans les installations modernes.**
Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 9, p. 565–566

CZ 62:07 (438)

Presa tehnică poloneză

Ing. Tadeusz KSIAZEK — director general al Editurilor periodicelor tehnice ale Organizației centrale a tehnicii (WCT—NOT) din Polonia

Orientările actuale ale tehnicii impun o evoluție importantă în modurile de producție și în metodele de gestiune. Integrarea economică din ce în ce mai ridicată în țările socialiste, ca și progresul cooperării industriale stabilit între ele în numeroase domenii ale producției, necesită o dezvoltare corespunzătoare și o intensificare maximă a informării. Sistemul de realizare, de promovare și de difuzare a progresului tehnic în Polonia se găsește în primul rînd printre problemele conducerii de stat, a organizațiilor științifice și sociale ca și a asociațiilor federale în Organizația Centrală a Tehnicii (NOT) care grupează toate asociațiile de ingineri și de tehnicieni polonezi de diferite specialități.

Activitățile Organizației Centrale a Tehnicii, care cuprinde inginerii, tehnicieni și organizatorii producției, găsesc un auxiliar prețios în presa tehnică publicată de Editura de periodice tehnice WCT—NOT. Revistele publicate de WCT—NOT constituie un element fundamental al difuzării informațiilor științifice și tehnice, cu atît mai mult cu cît ele beneficiază de excelenta colaborare stabilită cu casele de editură similare ale altor țări socialiste.

Crearea și dezvoltarea Editurilor WCT—NOT s-a bazat pe activitățile asociațiilor științifice și tehnice care, înainte de război, publicau diferite reviste. Unul dintre exemplele cele mai concludente este săptămînalul ,,Przeglad Techniczny'' (revista tehnică), al cărui prim număr a apărut în anii '60 ai secolului trecut (acum mai bine de 100 de ani).

În calitate de întreprindere a Organizației centrale pentru tehnică, Editurile WCT—NOT sînt în contact strîns cu asociațiile profesionale specializate care grupează pe reprezentanții industriei și cercetării : practicieni și savanți, profesori, ingineri și tehnicieni. Ele dispun de asemeni, de o bază solidă atît din punct de vedere al numărului și a competenței autorilor cît și a difuzării, bază pe care celelalte case de editură nu pot decît să o urmeze. La ora actuală revistele tehnice WCT—NOT au mai mult de 570 de redactori și colaborează cu peste 5000 de autori și corespondenți.

În această colaborare între revistele tehnice și asociațiile profesionale, un rol deosebit revine consiliilor de programare.

Acestea se ocupă de programul redacțional de nivelul, de volumul și de frecvența de apariție, a fiecărei reviste. În acest fel, asociațiile de ingineri și tehnicieni au o influență considerabilă asupra deținătorului și nivelului revistelor corespondente care la rîndul lor beneficiază de bază socială solidă formată din cei mai buni specialiști din fiecare domeniu.

Tirajul anual global al revistelor WCT—NOT cam 11.000.000 de exemplare, din care mai mult de 1.000.000 sînt difuzate în 54 de țări din lumea întreagă.

Editura WCT—NOT dispune de un Birou de publicitate, de o tipografie bine dotată și de propriul serviciu de mesagerie ca și de un Club al presei și de informare tehnică. Ea poate, de asemenea, să popularizeze și să-și difuzeze larg revistele nu numai printre membrii asociațiilor de ingineri și tehnicieni, dar și printre toți specialiștii angrenați în procesul de producție și să se adreseze la toate nivelele de pregătire (ingineri, tehnicieni, maiștri, muncitori).

Editurile WCT—NOT constituie în Polonia cea mai mare antrepriză specializată în publicarea revistelor tehnice. Ele au jucat un rol de pionier în dezvoltarea practicii și a teoriei redactării, a editării și difuzării presei de acest fel.

Colaborarea cu editurile tehnice și științifice din lumea întreagă, participarea la lucrările Societății europene a editorilor de reviste tehnice (ESIP) și a Asociației internaționale a redactorilor presei tehnice (AEPA), ca și la lucrările Organizației internaționale a ziariștilor (OIJ) și a altor organizații internaționale de acest fel, ușurează stabilirea unui curent puternic de schimburi de informații tehnice și științifice între Polonia și restul lumii.

Vorbind de activitățile Editurilor WCT—NOT trebuie menționate revistele tehnice generale care, prin conținutul lor, leagă într-un tot coerent problemele tehnicienilor, economiei şi gestiunii. În această ordine de idei, noi am citat deja ,,Przeglad Techniczny" (Revista tehnică), săptămînal care apare în două ediţii, una naţională şi cealaltă special destinată Sileziei, prima regiune industrială a ţării. Această revistă găseşte un complement teoretic, în revista lunară ,,Vectori", cu un tiraj de 7000 exemplare, care tratează probleme ştiinţifice, tehnice şi economice, şi în mod deosebit raporturi între cercetare şi producţie într-un cuvînt — tot ceea ce are legătură cu revoluţia ştiinţifică şi tehnică în Polonia şi în lumea întreagă.

Din 1972 a apărut revista ,,Aura" consacrată problemelor protecţiei mediului înconjurător care s-a alăturat revistelor specializate, de mult timp editate de WCT—NOT, astfel ca ,,Gospodarka Wodna" (Economia apelor) sau ,,Ochrona Powietrza" (Protecţia aerului) care — şi ele de asemeni — tratează aspecte deosebite ale problemei şi în special atitudinea activă, pozitivă a tehnicienilor şi industriilor, faţă de protecţia mediului natural şi a omului.

Printre cele 74 de reviste publicate de WCT—NOT, grupul cel mai important cuprinde reviste strict specializate, ca : ,,Mechanik" (Mecanic), ,,Przeglad Mechaniczny" (Revista mecanică), ,,Przeglad Budowlany" (Revista construcţiei), ,,Przemysl Chemiczny" (Industria chimică), ,,Przeglad Elektrotechniczny" (Revista electrotehnică) etc. Tirajul acestor reviste variază între 3000 şi 20 000 de exemplare. Publicate ca complement la aceste reviste, avînd 12 numere pe an, programele relative la construcţia mecanică, la electrotehnică, sau la economia tehnică, îmbogăţesc lecturile specializate ale inginerilor şi tehnicienilor.

Un rol deosebit revine revistelor interdisciplinare ca : ,,Pomiary, Automatyka, Kontrola" (Măsuri, Automatica, Control) editate în 40 000 de exemplare pentru personalul conducerii şi pentru muncitorii calificaţi în dom-niul mecanicii şi producţiei de energie sau ,,Maszyny Matematyczne" (Maşini matematice).

În această ordine de idei mai trebuie citate revistele care tratează un subiect concret, important pentru întreaga industrie : ,,Ochrona Pracy" (Protecţia muncii), ,,Ochrona Powietrzy" (Protecţia aerului), ,,Wiadomosci warsztatome" (Noutăţi pentru atelier).

Ţinînd cont de imperativele educaţiei naţionale, Ediţiile WCT—NOT s-au alăturat, pentru prima dată, răspîndirii şi popularizării tehnicii. Astfel, ele au lansat săptămînalul ,,Horyzonty Techniki" (Orizonturi ale tehnicii), destinat, în mod special adolescenţilor de peste 14 ani, dar în mod egal citit şi de adulţi. Tirajul acestei reviste, prima de acest gen în istoria ţării noastre, atinge acum 150 000 de exemplare. În 1949 a fost creată revista ,,Horyzonty Techniki dla Dzieci" (Orizonturile tehnicii pentru copii). Din 1962 se editează din acestea — 80 000 de exemplare — o versiune în limba rusă, intitulată ,,Gorizont tehniki dlia detei", a cărei totalitate este exportată în U.R.S.S.

Al treilea grup de reviste politehnice editate de WCT—NOT este ,,ABC Techniki" (ABC-ul tehnicii). Destinat copiilor de vîrstă preşcolară el îi iniţiază în problemele tehnicii moderne.

Revistele de popularizare tehnică, mai ales cele adresate tinerilor, lansează frecvent iniţiative care vizează ridicarea nivelului cunoştinţelor tehnice generale, trezirea interesului pentru progresul tehnic (promovarea gîndirii tehnice şi a atitudinii active faţă de tehnicile timpului nostru). În afară de multiplele concursuri de desen şi de lectură, trebuie semnalate activităţile Biroului de brevete ale tineretului care funcţionează pe lîngă trei redacţii : ,,Wynalazczox i Racjona Eizacja" (Invenţii şi raţionalizare) ,,Horyzonty Techniki Mlodziezy" (Orizonturi ale tehnicii originale) ,,şcoală de inventatori" care grupează elevi din învăţămîntul primar şi secundar, o formă deosebit de atrăgătoare pentru dezvoltarea talentelor şi să le permită să-şi dea un aport preţios la dezvoltarea ştiinţelor şi tehnicilor în Polonia.

Toate revistele tehnice poloneze tratează, evident, progresele realizate în lumea întreagă. Dar, de mai mulţi ani, Ediţiile WCT—NOT publică între altele — pe bază de reciprocitate — un lunar intitulat ,,Tehnica străină". Aceasta este o excelentă formă de popularizare a tehnicilor străine în Polonia, şi a tehnicilor poloneze în străinătate. Fiecare număr tratează starea actuală şi orientările de viitor dintr-una sau mai multe ramuri industriale într-o ţară dată. Simultan, un număr consacrat Poloniei a apărut în această ţară, prin grija editorului care a fost de acord cu noi.

Pînă în prezent, au apărut numeroase numere ale ,,Tehnicii străine", mai ales pe baza schimburilor cu editurile ţărilor următoare : U.R.S.S., R. S. Cehoslovacă, R.D. Germană R. P. Ungară Franţa, Japonia, Marea Britanie, Italia. În afară de numărul prezent publicat datorită amabilei colaborări cu prietenii noştri români, se prevede pentru 1973 apariţia numerelor duble, publicate prin intermediul schimbului cu ediţiile din Bulgaria, Belgia, Danemarca, R.F.G., Suedia şi Statele Unite.

Un domeniu distinct al activităţilor Ediţiilor WCT—NOT îl constituie publicaţiile destinate cititorilor străini. Astfel, revista bitrimestrială ,,Tehnica poloneză" apare în patru versiuni : franceză, engleză, rusă şi germană. Ea se informează despre ultimele realizări ştiinţifice tehnice, constructive şi tehnologice din Polonia, ca şi despre principalele domenii de exporturi poloneze şi despre cooperarea industrială cu străinătatea. Cititorul găseşte în această revistă multe informaţii despre industria şi economia ţării noastre.

Redacția Serviciului tehnic străin, la rîndul ei, pregătește în 6 limbi articole consacrate științelor și tehnicilor poloneze, ca răspuns la comenzile trecute prin revistele străine. Aceste articole sînt scrise întotdeauna de cei mai buni, specialiști polonezi: cercetători, inventatori, ingineri etc.

Progresele științei și tehnicii aduc fără încetare noi elemente și tendințe, de a căror informare științifică și tehnică trebuie să se țină seama. Pare totuși că — alături de diferite mijloace tehnice puse astăzi la dispoziția informării — presa tehnică va rămîne încă mult timp unul dintre purtătorii esențiali de noi cunoștințe destinate ridicării nivelului conștiinței sociale și profesionale a inginerului și tehnicianului, difuzării largi a celor mai recente realizări ale gîndirii științifice și tehnice.

◆

CZ 622.24.051.5 (438)

Sape cu trei conuri poloneze pe șantierele de foraj din Siria și Bulgaria

Ing. Jerzy CZAJA

În noiembrie 1970, probele sapelor de foraj triconice cu țeavă de 81/2 diametru au fost efectuate pe cîmpurile petrolifere ale Roumalian Oil Field (dependent consorțiului General Petroleum Establishment) din Siria, cu participarea specialiștilor uzinei Glinick.

Era vorba de probe comparative în raport cu sapele de foraj americane ale firmei „Security", foarte apreciată în lumea întreagă, fabricate sub licență în Anglia.

Forajele au fost executate de ingineri sirieni și sovietici cu ajutorul materialelor fabricate în U.R.S.S., dintre care menționăm pe BU 75, mecanizate și automatizare.

Forările au avut loc în groapă XI, prevăzută pentru coborîrea la 200 m în intervalul cuprins între 891 și 1425 m. adîncime.

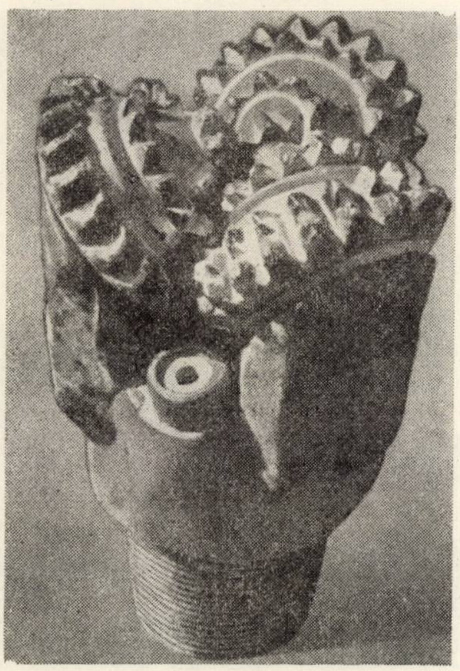


Fig. 1 — Starea unei sape cu trei conuri poloneză — sapa de foraj Glinik „S" după forarea de probă în Siria.

În urma analizei structurii straturilor geologice, s-a stabilit succesiunea următoare a probelor: a — sapă de foraj „Security" — MAN; b — sapă de foraj „Security" — MAN; c — (fig. 1) sapă de foraj Glinik — S; d — (fig. 2) sapă de foraj Glinik — T; e — sapă de foraj „Security" — M4L; f — sapă de foraj „Security" M4L.

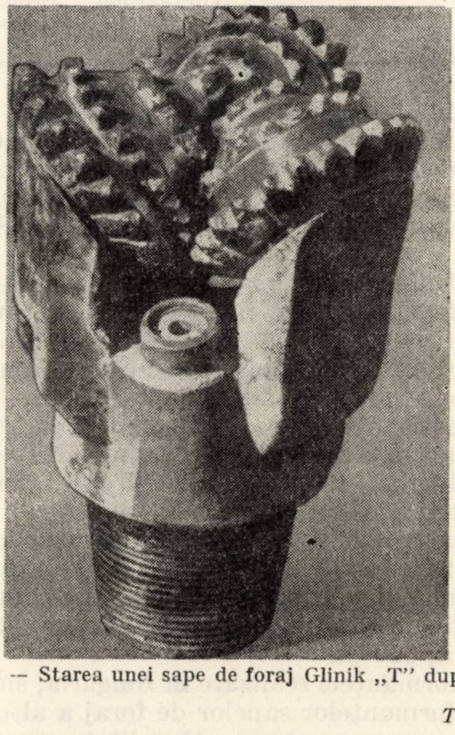


Fig. 2 — Starea unei sape de foraj Glinik „T" după forare

Tabela 1

Performanțele sapelor de foraj GLINIK SECURITY cu 8 1/2" diametru în gaura de foraj XI în Siria

1 Marca	2 Tipul	3 Intervalul de adîncime	4 Progresul realizat	5 Durata de lucru a sapei de foraj
6 Viteza mecanică	7 Indice tone	8 Presiunea	9 Viteza	10 Debitul pompelor

Tabela 1 reprezintă lista parametrilor de foraj a straturilor geologice și a performanțelor sapelor de foraj Security și Glinik.

Figura 1 reprezintă starea sapei de foraj poloneze de tip S după forare, și figura 2 — sapele de foraj ale tipului T. Trebuie subliniată înalta calitate a țevilor ceramice interschimbabile de fabricație poloneză folosite în sapele de foraj supuse probelor; ele au rezistat la eforturile hidraulice cerute și și-au păstrat diametrul inițial a orificiului de ieșire.

Rezultatele probelor ca și analiza performanțelor realizate pe același cîmp sirian (foraj X_2) cu sapele de foraj Security (tabela 2 prezintă aceste rezultate), au permis să se tragă concluzia că sapele de foraj poloneze au atins, pe un teren nou, indici buni care sînt similari indicilor mijlocii realizați de sapele de foraj americane.

Tabela 2

Performanțele sapelor de foraj Security M4L cu 8 1/2" diametru în grupa de foraj X în Siria

1 Intervalul de adîncime	2 Progresul realizat	3 Durata de lucru a sapei de foraj	4 Viteza mecanică
5 Indicele tone/tr	6 Presiunea	7 Viteza tr/mn	8 Debitul pompelor

În 1970, încercarea sapelor de foraj Glinik a fost realizată și în Bulgaria, pe terenul Combinatului metalurgic Rudnik-Kremikovcy. Puțuri de mine au fost forate pînă la 15—20 m adîncime cu ajutorul unei foreze sovietice 2 SBSZ—200.

Probele cuprindeau de asemeni forarea straturilor de minereu de fier cu duritatea cuprinsă între 6 și 10 potrivit Protodiakonov. S-a folosit un șlam de foraj cu bază din apă și aer, în timp ce sapele de foraj folosite erau de tip special ST pentru roci de duritate mijlocie (fig. 3), cu armătura laterală a diametrului exterior a moletelor, făcute din piese de formă din tungsten (cererea brevetului depus).

Caracteristicile formării: — presiunea de la 15 la 20 tone — viteza de la 80 la 120 tr/mn.

Adîncimile atinse cu cinci sape de foraj succesive au fost de 1155 m, 1185 m, 1350 m, 1215 m, 960 m.

Performanțele realizate în Bulgaria, superioare performanțelor sapelor de foraj a altor firme străine au scos în evidență calitatea materialelor poloneze.

Urmînd programul de prezentare în străinătate a materialului de foraj polonez, s-a trecut în luna iulie 1971 la forări succesive în Bulgaria, cu ajutorul sapelor de foraj modernizate cu 216 mm diametru, tip BI și cu 190 mm tip S. Sapele de foraj cu 216 mm diametru (fig. 1) au fost probate în carierele întreprinderii Mok-Miediet, cu ocazia forajului găurilor de tir în straturile de granit și de diorit cu intercalări de cuarțite, deci în roci extraordinar de dure din prima și din a doua categorie, cu indicele de duritate cuprins între 16 și 12 după

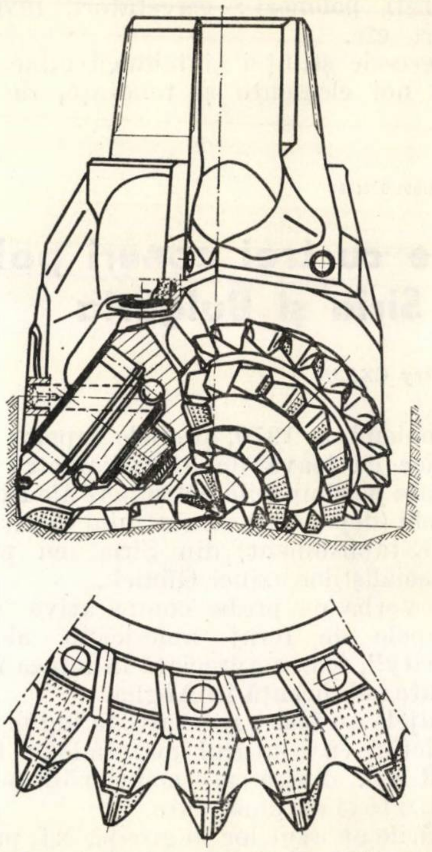


Fig. 3 — Sapa de foraj specială Glinik „ST" pentru forarea în rocile cu duritate mijlocie.

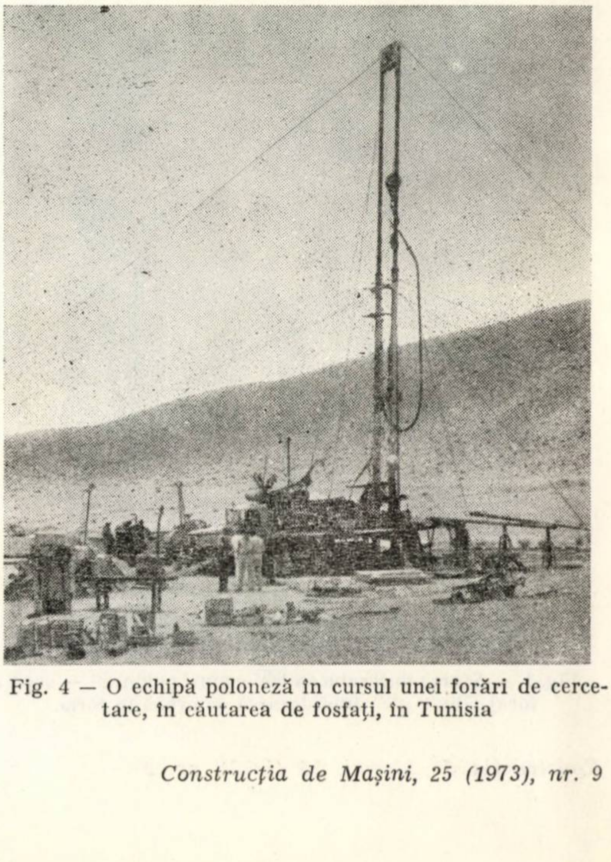


Fig. 4 — O echipă poloneză în cursul unei forări de cercetare, în căutarea de fosfați, în Tunisia

Protodiakonov. Forările au fost executate cu ajutorul frezelor sovietice tip SBSZ 250 (fig. 2) a căror folosire a permis atingerea parametrilor ridicaţi — 20 t presiune axială şi 81 tr/mn viteza de rotaţie.

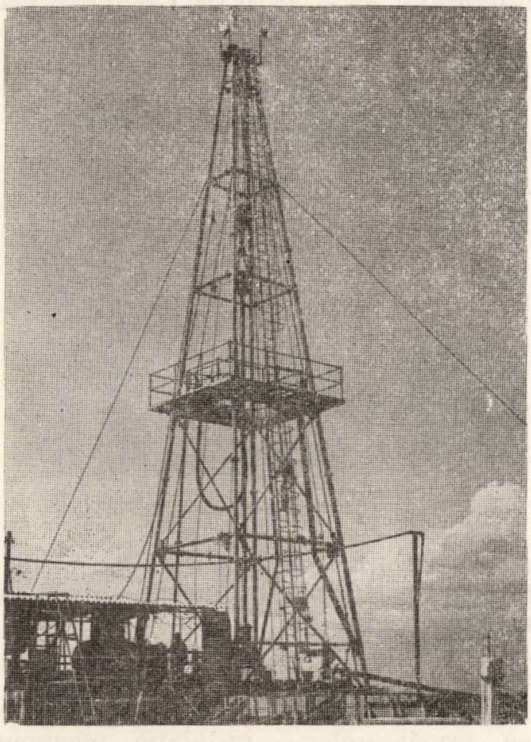


Fig. 5 — Aparat de foraj OP 1200 în lucru în Bulgaria

Randamentul mijlociu realizat cu sapele de foraj poloneze cu diametrul de 216 mm a atins 80 m/piesa/ cu titlu de comparaţie, randamentul obţinut cu sapele de foraj italiene cu diametrul de 250 mm era de 68 m/piesa. Aceste performanţe rezultă, între altele, din aplicarea noii metode a moletelor de sapă de foraj (piese de formă din tungsten — brevet polonez).

În întreprinderile de foraj KTP — ,,Nieft i gaz'', la Varna şi Pleven, s-a trecut la forări cu ajutorul sapelor de foraj cu jet, cu 190 mm diametru, tip S, de o construcţie nouă. Forările au fost executate cu foreze sovietice tip 5 D, parametrii fiind ridicaţi.

Pe cîmpul de foraj, la Varna, probele au fost făcute într-un interval de aproximativ 300 m lungime, în condiţii geologice dificile, şlamul de foraj cu greutatea specifică de 1,65 g/cm^2, fiind aici neconvenabil.

Au fost obţinuţi indici de foraj cu 65% superiori celor realizaţi cu vechile sape de foraj. La fel, viteza mecanică de forare a sapelor de foraj poloneze era cu 36% superioară.

La fel, pe cîmpul de foraj, la Pleven, au fost atinse rezultate avantajoase, în intervalul de aproape 2000 m adîncime. Indicii de foraj ai sapelor de foraj depăşeau mai mult de două ori indicii sapelor de foraj ale altor firme străine, probate în acelaşi timp. Sapele de foraj poloneze se caracterizează printr-o mare viteză de forare. Noul utilaj a atins de asemenea o valoare ridicată a vitezei de rotaţie prin tona de sarcini a lagărelor moletelor garantînd un lucru fără pene al sapei de foraj în fundul gropii de forare. Toate aceste rezultate au confirmat justeţea orientării lucrărilor de dezvoltare a utilajelor de forare, conduse de Secţia experimentală de pe lîngă uzina Glinik.

◆

CZ 629.114.2 (438)

Tractoarele agricole în Polonia

Ing. Krzysztof KOBYLANSKI

Întreprinderile URSUS, instalate în localitatea care poartă astăzi numele lor, nu departe de Varşovia, au început fabricarea în serie a tractoarelor agricole încă din 1921. Calitatea tehnică şi durata lungă de viaţă a acestor prime tractoare este atestată de exemplarul care poate fi văzut în muzeul uzinei şi care a lucrat pînă în 1968 fiind exploatat de către un cultivator din Mazovie.

Astăzi, deci 52 de ani mai tîrziu, uzinele URSUS, uzina pilot a industriei polone de tractoare, cuprind 6 întreprinderi, construiesc anual circa 50.000 de tractoare, ceea ce le situează printre primii producători din lume.

Mai mult de 20% din tractoarele URSUS sînt exportate în numeroase ţări din lumea întreagă, printre care Austria, Belgia, Brazilia, Columbia, Danemarca, Spania, Franţa, Marea Britanie, Grecia, India, Irakul, Italia, Libia, Nigeria, Norvegia, Ţările de Jos, Republica Democrată Germană, Elveţia, R. S. Cehoslovacă, Uruguay, Venezuela, Yemenul, R. S. F. Iugoslavia.

Se prevede că producţia de tractoare va creşte rapid, pentru a face faţă nevoilor agriculturii polone al cărui nivel de mecanizare şi de motorizare trebuie să facă progrese sensibile, cît şi pentru a mări cantităţile destinate exportului.

Uniunea industrială URSUS reuneşte uzine şi laboratoare care reprezintă toate stadiile producţiei şi a încercărilor, începînd cu topitoriile de fontă şi neferoase, şi pînă la atelierele de vopsitorie, trecînd prin atelierele de prelucrare termică, de prelucrare prin aşchiere etc.

Întreprinderea experimentală a Uniunii studiază în permanenţă perfecţionările ce trebuie aduse materialelor şi pune la punct noi construcţii. Se fac studii amănunţite în laboratoare precum şi încercări grele pe soluri şi în zonele climatice cele mai diferite, încercări care sînt urmărite fără încetare. Uniunea URSUS lucrează în strînsă colaborare cu institutele de cercetări poloneze, atît cu cele agricole şi industriale, universitare, ergomonice cît şi cu altele. De aici reiese asigurarea, confirmată de practică, că tractoarele poloneze vor continua să satisfacă exigenţele cele mai mari ale beneficiarilor din ţară şi din străinătate.

Structura agriculturii polone determină faptul că cele mai solicitate sînt tractoarele uşoare şi medii. De aceea, producerea cea mai mare în producţia de tractoare o reprezintă tractoarele URSUS C—355 şi C—335. Vom trece în revistă principalele lor caracteristici.

Acest tractor se aseamănă prin performanţele sale cu tractoarele Massey-Fergusson 130, Ford 2000, John Deere 820 sau Fiat 400, Motor Diesel, 2 cilindri, cu injecţie directă, 1960 cm^3, compresia maximă = 17, puterea nominală 33 ch SAE la 2200 rot/min, consum specific 195 g/ch h.

Ambreiaj, cu fricţiune, pentru comanda roţilor şi a arborelui principal.

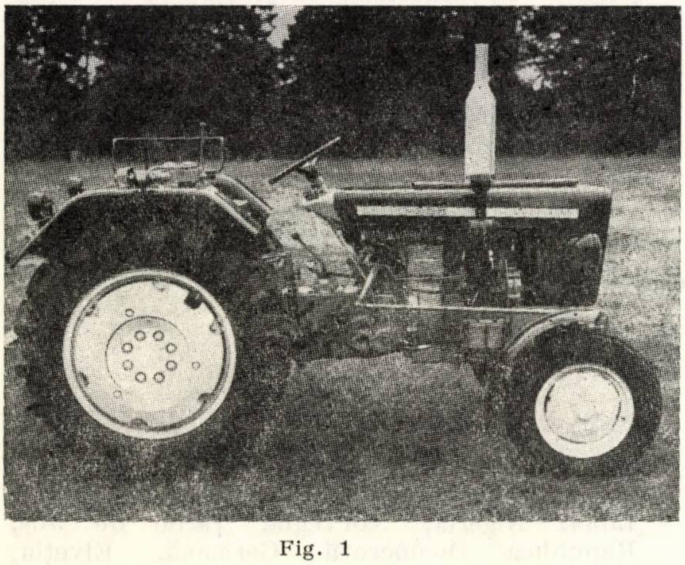


Fig. 1

Cutia de viteze — mecanică, 3 trepte cu reductor, dînd 6 viteze AV şi 2 AR (înainte şi marche-arière), respectiv : 1,87 ; 3,63 ; 5,79 ; 7,57 ; 14,65 ; 23,44 km/h în mers înainte şi 1,57 şi 6,36 km/h în mers înapoi.

Platforma din spate — cu înşurubare mecanică şi diferenţială.

Arborele principal — 550 rot/min în rotaţie independentă şi 2,22 rot/m pe drum, în rotaţie dependentă.

Instalaţia hidraulică de ridicat — cu reglare automată a adîncimii de lucru a sculelor (forţă şi poziţie), efortul vertical normal — 700 kg. max. — 1000 kg., durata de ridicare max. 3 s.

Frîne — mecanice, cu fălci, independente pe cele două roţi. Roţile din faţă — 6,00 — 16, diametre 1250, 1350, 1300 şi 750 mm. Roţile din spate — 12,4/11—28 sau 9,5/9,32, opt diametre eşalonate între 1250 şi 1850 mm. Greutatea tractorului gol — 1650 kg. Greutatea maselor accesorii : roţile din faţă — 84 kg, roţile din spate 200 kg. Gabarit : lungime 3000 mm, lăţime 1550 mm, înălţime 1990 mm, pe sol 400 mm. Forţa de tracţiune maximă — 1600 kg. Raza de viraj — 3,3 m, cu frînă — 2,95 m.

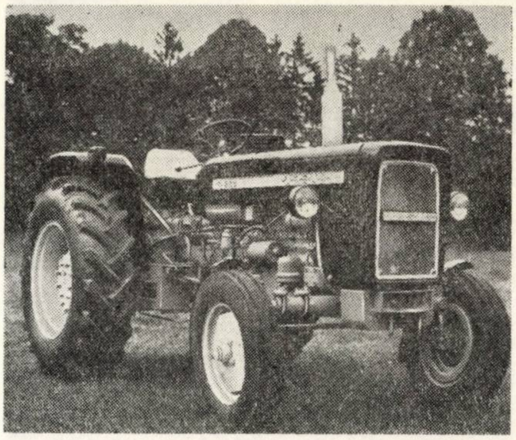


Fig. 2

Tractorul URSUS C—335 poate fi echipat şi cu următoarele : — instalaţie pneumatică pentru comanda frînelor de remorcă, instalaţie hidraulică exterioară cu două sau cu patru ieşiri ; prize de putere cu curele ; cîrlig universal pentru semiremorci cu o osie şi sculele respective ; roţi pentru culturile dintre rînduri (9,5/9 — 32) şi roţi gemene ; cabină de protecţie pentru conducător ; şea Grammer ; arbore de cuplare anterior, etc.

Tractorul URSUS C — 335 a fost încercat în multe institute agricole din străinătate, şi anume în Statul Nebraska din S.U.A., la Torino în Italia şi la Anthony în Franţa, în 1968, la Wiesselburg în Austria în 1969 şi la Novi Sad în Iugoslavia, în 1971. Pretutindeni el s-a bucurat de aprecieri deosebit de pozitive.

Tractorul C—335 URSUS poate fi echipat cu un motor cu trei cilindri, de tipul PERKINS AD 3152, de 42 ch SAE. Astfel de tractoare, care sînt mai puternice cu 7 ch faţă de modelul standard, sînt asamblate în străinătate.

Tractor asemănător în ceea ce priveşte performanţele, cu tractoarele Ford 4000, John Deere 1120, David Brown 885, Leyland 344 etc. Motor Diesel — 4 cilindri, cu injecţie directă, 3120 cm^3, compresiunea maximă = 17, puterea nominală 55 ch SAE la 2000 rot/ min, consum specific 195 g/ch h.

Ambreiaj — cu fricţiune, pentru comanda roţilor şi a arborelui principal.

Cutia de viteze — mecanică, 5 trepte cu reductor producînd zece viteze la mers înainte şi două la mers înapoi, respectiv 1,13 ; 1,67 ; 2,34 ; 3,59 ; 6,82 ; 7,17 ; 9,99 ; 15,34 ; 25,06 km/h în mers înainte şi 1,47 şi 6,29 în mers înapoi.

Platforma din spate — cu înşurubare mecanică a diferenţialului.

Arborele principal — 541 rot/min în rotaţie independentă, şi 2,84 (fără reductor) sau 12,2 rot/min (cu reductor) per metrul de drum, în rotaţie dependentă.

Instalaţia de ridicare hidraulică cu reglaj automat al adîncimii de lucru a sculelor (putere, poziţie şi mixte), efort vertical normal — 1200 kg, durata de ridicare maximă 3 s.

Frîne — hidraulice, cu fălci, independente pe cele două roţi ; frînă de mînă independentă, cu bandă. Roţile anterioare — 6,00 — 18 sau 6,00 — 16, cale 1250, 1350, 1500 şi 1750 mm. Roţile din spate — 14,9/13 — 28 sau 16,9/ /14 — 28, şapte căi eşalonate între 1350 şi 1800 mm. Greutatea tractorului gol — 2100 kg. Greutatea maselor accesoriilor — osie anterioară — 195 kg, roţile din spate — 260 kg. Gabarit—lungimea 3570 mm, lăţimea 1800 mm, înălţimea 2050 mm, înălţimea de la sol 440 mm. Forţa de tracţiune maximă — 2100 kg. Raza de bracaj — 3,87 m, cu frînă — 3,49 m.

Tractorul URSUS C—355 poate fi prevăzut cu următorul echipament : instalaţie pneumatică pentru comanda frînelor remorcilor ; priza de putere cu curele ; instalaţia hidraulică exterioară ; cabina de protecţie pentru conducător ; şea Grammer ; arborele principal anterior etc.

Tractorul URSUS C—355 a fost încercat cu succes în diferite institute din străinătate, şi anume în 1970 la Wisselburg şi la Madrid, şi în 1971 la Budni, în India şi la Repy în Cehoslovacia.

Tractorul URSUS C—155 poate fi echipat cu un motor PERKINS AD 4236, cu cilindri, ceea ce măreşte puterea sa la 65 CP. Aceste tractoare se asamblează în străinătate.

Tractorul acesta este asemănător prin performanţele sale cu tractoarele John Deere 3120, IH 824, Volve 650, David Brown 1212 etc.

Motor Diesel cu 4 cilindri, cu injecţie directă, 4560 cm^3, raport de compresie = 17, puterea nominală 85 ch SAE la 2200 rot/min, consum specific 185 g/ch h.

Ambreiaj — uscat, cu fricţiune, monodisc.

Cutia de viteze — mecanică, asigurînd 8 viteze de mers înainte şi 4 de mers înapoi, reductor care permite mărirea forţei motrice a roţilor, fără debreiaj. Viteze de mers înainte : 2,37 ; 3,74 ; 5,94 ; 6,92 ; 8,46 ; 10,91 ; 17,34 şi 24,68 km/h ; mers înapoi : 3,25 ; 5,11 ; 8,13 şi 11,57 km/h.

Platforma din spate — cu înşurubare mecanică a diferenţialului şi cu demultiplicatori cu planetare.

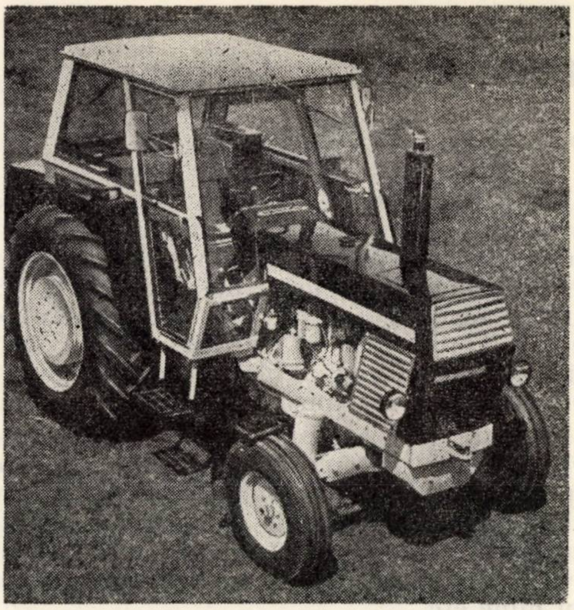


Fig 3.

Arborele principal — cu regim independent 542 şi 1200 rot/min. Instalaţia de ridicare hidraulică — cu reglaj automat al adîncimii de lucru a sculelor (putere, poziţie şi mixt), efort vertical maximum — 2400 kg ; durata de ridicat maximum — 3 s.

Frîne — hidraulice, cu discuri, independente pe cele două roţi ; frînă de mînă mecanică.

Direcţia — controlată.

Roţile din faţă — 7,50 — 20, cale : 1350, 1500, 1650 şi 1800 mm.

Roţile din spate — 16,9/14—34 şi 13,6/12—36 ; cale 1500 şi 1725 mm.

Greutatea tractorului gol — 3000 kg.

Greutatea maselor accesorii — osia anterioară — 560 kg, roţile din spate — 380 kg.

Gabarit : lungimea 3945 mm, lăţimea 1930 mm, înălţimea împreună cu cabina 2485 mm, înălţimea de la sol 420 mm.

Forţa de tracţiune maximă — 3000 kg.

Raza de bracaj cu frîna — 3500 mm.

Tractorul URSUS C—355 poate fi prevăzut şi cu echipamentul următor : instalaţie pneumatică pentru comanda frînelor remorcilor ; instalaţie hidraulică exterioară cu 3 ieşiri ; priză de putere cu curea ; demultiplicator care permite să se obţină 16 viteze de mers înainte şi 8 pentru mersul înapoi ; cîrlig pentru semiremorci cu o osie ; cabină de protecţie conform recomandărilor O.E.C.D. ; rachetă anterioară cu arcuri ; roţile din spate pot fi reglate prin servomecanisme etc.

Tractorul URSUS C—355 s-a bucurat de aprecieri foarte bune în cursul încercărilor efectuate în 1970 la Madrid şi în 1971 la Novi Sad şi la Repy.

Tractorul URSUS C—385 poate fi echipat cu un motor PERKINS 6354, ceea ce-i măreşte puterea la 110 CP SAE.

CZ 624.132.3

Maşini pentru terasamente

Ing. Waglaw PAWLOWSKI

Industria poloneză pentru construcţia de materiale pentru clădiri şi lucrări publice a reuşit să execute importante realizări care situează Polonia pe locul doi, după U.R.S.S., printre ţările socialiste, atît din punctul de vedere al producţiei, cît şi al volumului exportului. Pe lista mondială, Polonia figurează printre primele zece ţări producătoare în acest domeniu.

În catalogul produselor fabricate se găsesc printre materialele folosite pentru terasamente : lopeţi mecanice şi hidraulice, cărora, diferitele echipamente auxiliare le asigură un caracter universal, buldozere, screpere, încărcătoare, nivelatoare, dumpere, ascensoare automate pentru mine etc.

Studii aprofundate au dus la elaborarea unor materiale de înaltă fiabilitate, unificate şi normalizate într-o foarte mare măsură, folosind totodată echipamente fabricate după licenţele celor mai renumite firme din lume: motoare LEYLAND, sisteme hidraulice HAMWORTHY, articulaţii homocinetice HARDY-SPICER etc.

Faptul că se utilizează transmisii hidrocinetice şi cutii de viteze cu comandă hidraulică oferă avantaje importante, ca :

— variaţia automată a cuplului în funcţie de efortul făcut de maşină, ceea ce au ca urmare că operatorul nu mai este nevoit să efectueze o schimbare de viteză continuă şi greoaie ;

— protecţia motoarelor în contra suprasarcinilor ;

— posibilitatea de pornire sub sarcină şi variaţia continuă a vitezei în mers ;

— cuplul maxim superior de mai multe ori, în timpul vitezelor mici, faţă de cuplul motorului ;

— creşterea duratei de viaţă a motorului şi a organelor de antrenare.

În afară de faptul că sînt mai moderne şi că performanţele tehnice şi economice sînt superioare, materialele poloneze se caracterizează şi prin comoditatea şi confortul oferit operatorilor. Cabinele sînt spaţioase, bine încălzite şi asigură o vizibilitate perfectă.

În fine, diferitele materiale sînt fabricate într-o serie de game şi de variante, ceea ce permite să se aleagă întotdeauna materialul care convine cel mai bine pentru genul de lucrări care trebuie executate şi în condiţiile de şantier.

Vom prezenta aici, sumar, cîteva tipuri de maşini pentru terasamente, ales printre cele care au fost încercate cu succes în şantierele poloneze şi străine.

Încărcătoare articulate pe pneuri L—2. Capacitatea cupei — 1,5 m³. Puterea de ridicare — 2000 kg. Puterea de desprindere de pe marginea de atac — 6000 kg. Încărcătoarele L—2 sînt destinate pentru încărcarea materialelor sub formă de pulberi sau aglomerate (pămînt, nisip, pietriş, etc.) pentru a fi încărcate pe vehicule de transport. Ele servesc şi pentru deşteleniirea solurilor uşoare. În lucrările de terasament raza lor de acţiune economică este de 100 m. Pe şosele, ele pot circula cu 40 km/h, ceea ce uşurează deplasamentul lor de la un şantier la un altul, fără a se recurge la mijloace de transport speciale. Caracteristicile tehnice situează încărcătorul L—2 printre cele mai bune maşini de acest fel.

Sistemul de acţionare : motor Diesel SW—400, de 14 CV cu 2300 rot/min, construit conform licenţei Leyland, variator de cuplu hidrocinetic, cutia de viteze „powerschift" cu 4 viteze mers înainte şi mers înapoi, antrenament pe cele două punţi cu posibilitatea de pornire a punţii de mers înapoi.

Sistemul hidraulic : trei pompe cu angrenaj şi cilindri funcţionînd sub o presiune de 90 bari.

Frîne : cu fălci, cu comandă pneumatică.

Raza de bracaj : 4,3 m, obţinut datorită şasiului bipartit cu articulaţie hidraulică, ceea ce asigură o manevrare excelentă.

Greutatea maşinii în stare de lucru : 9000 kg.

Randament orar : 120 m³ pentru o distanţă de 10 m între stoc şi vehiculul care trebuie încărcat, 50 m³ pentru o distanţă de 50 m.

Menţionăm şi faptul că există o gamă largă de echipamente interşanjabile, uşor adaptabile la încărcătorul L—2. Această maşină a fost utilizată cu succes în practica şantierelor din Polonia, precum şi în ţările în care a fost exportată în cantităţi mari : România, Bulgaria, Republica Democrată Germană. S-au primit noi comenzi din partea Republicii Federale Germania şi din Elveţia. Beneficiarii sînt de părere că graţie modernităţii şi performanţelor lor, încărcătoarele L—2 egalează cele mai bune materiale europene, ceea ce este dovedit şi prin medalia de aur care i-a fost decernată în 1971 la Tîrgul internaţional de la Plovdiv.

Încărcătoare miniere LK—1. Reprezentînd o dezvoltare şi o extrapolare a încărcătorului L—2, efectuate în scopul de a-l adapta la condiţiile de lucru din galeriile profunde, în urma cererii concrete a Combinatului de cupru din Lubin. Lucrările de adaptare au fost efectuate foarte repede şi încă din 1971, treizeci de încărcătoare miniere LK—1 funcţionează

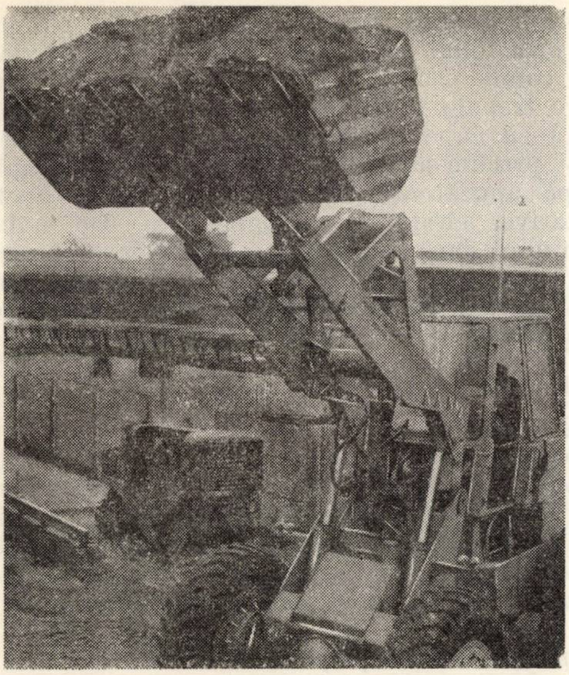


Fig. 1

în condiţiile grele de exploatare din mina de cupru de la Lubin, dînd toată satisfacţia cerută. Menţionăm că, capacitatea cupei sale (cu excedent) a fost mărită pînă la 2 m³ şi că puterea de desprindere de pe marginea de atac a fost mărită pînă la 7700 kg, greutatea maşinii crescînd de aceea la 11000 kg.

Elementele de bază ale încărcătorului LK—1 au fost folosite de asemenea la construcţia de cărucioare de foraj SWW şi de ancoraj SWK, livrate, conform dorinţei beneficiarului — cu echipamente de fabricaţie franceză şi suedeză.

Cuşca automotrice Mamut—200. Capacitatea — 200 t sau 11 m³. Maşină destinată transportului diverselor sarcini în condiţiile cele mai grele de teren şi pe şosele. Ea se compune dintr-un tractor cu o singură osie şi dintr-un cheson în formă de semiremorcă. Motorul Diesel SW-630 de 193 CP, cu o turaţie de 2200 rot./min. Orgnele de comandă normalizate din seria typ „200 CP". Viteza maximă pe şosea — 40 km/h. Greutatea, fără încărcătură — 16300 kg. Efortul în gol pe osia din faţă — 11400 kg, pe osia din spate — 4900 kg, cu sarcină întreagă, respectiv 16000 şi 15300 kg. Pneurile cu presiune joasă 21.00 × 28. Cheson adaptat la încărcare cu ajutorul lopeţilor şi a încărcătoarelor cu cupe de 2—3 m³. Şasiul convine pentru lucrări pe terenuri în pantă mare, nisipoase şi pietroase. În afară de cariere şi de şantiere mari, maşina MAMUT—200 execută servicii foarte bune în fabricile de ciment şi în uzinele de var, precum şi pentru transportul materialelor grele de construcţii.

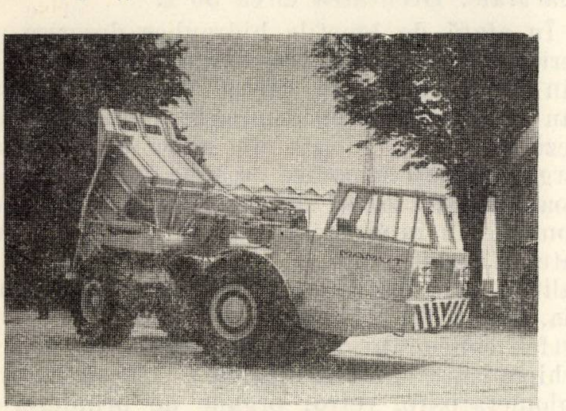


Fig. 2

Nivelatoare hidraulice pe pneuri — S—3. Concepută pentru desprinderea şi transportul solurilor, pentru nivelări şi alte lucrări de terasament, maşina poate servi, de asemenea drept buldozer, împingător de screper, curăţitul zăpezii etc.

Lama, comandată cu ajutorul unor cilindri hidraulici, se poate mişca la dreapta sau la stînga, ceea ce permite utilizarea maşinii S—3 pentru tăierea rădăcinilor, pentru deplasarea trunchiurilor arborilor, a rocilor etc., precum şi pentru săparea tranşeelor şi profilarea taluzurilor. După ce roţile au fost prevăzute cu lanţuri, forţa mare de tracţiune a maşinii o face aptă a fi exploatată şi în terenuri moi. Dimensiunile lamei sînt următoarele : 3200 × 1000 mm sau 3200 × 1300 mm. Greutatea, împreună cu masele care o lestează, 16 t.

Menţionăm că, pornind de la aceleaşi elemente unificate, printre care motorul, se construiesc de asemenea, şi încărcătoare frontale şi nivelatoare-încărcătoare.

Lopeţile constituie un grup distinct de maşini de terasament. Un factor esenţial este reprezentat în acest caz, în prezent, de aplicarea sistemelor hidraulice pentru comanda translaţiei şi a deplasărilor în timpul lucrului. Pe tot globul se observă progresele rapide realizate de construcţia lopeţilor hidraulice universale, prevăzute cu cupe de 0,4 pînă la 2,5 m³. Această orientare judicioasă a fost confirmată de rezultatele practice şi de efectele economice obţinute în toate ţările evoluate din lume.

Este deci bine justificat faptul că industria poloneză construieşte o gamă largă de maşini de acest tip.

Lopeţi hidraulice pe pneuri K—406 A.

Pentru motive de securitate în funcţionare, s-a ales un sistem hidraulic cu debit constant şi cu dublu circuit, alimentat la o presiune nominală de 120 bari, cu ajutorul a două pompe cu rezervor, debitînd fiecare 100 l/min. Una dintre pompe alimentează mecanismul de orientare, aparatul de ridicare a braţului cupei şi mecanismul de translaţie, pe cînd a doua pompă alimentează elevatoarele săgeţii şi ale cupei, precum şi mecanismul de translaţie. Deoarece există posibilitatea de a conecta cele

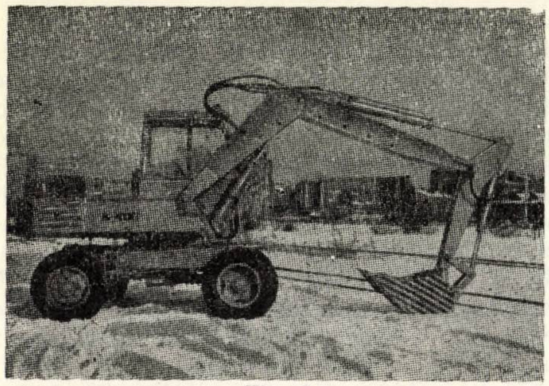


Fig. 3

două pompe la un singur receptor, viteza unora dintre mişcările necesare lucrului poate fi sensibil mărită. Sistemul de dirijare este prevăzut cu un dispozitiv accesoriu de tipul Orbitrol-Danfoss şi cu un al treilea circuit hidraulic alimentat la o presiune de 60 bari de o pompă cu angrenaj, care debitează 18 l/min. Acest sistem asigură o conducere uşoară şi precisă şi permite manevrarea lopeţii chiar în cazul unei avarii ivită la pompă. Comanda celor trei pompe este asigurată de un motor Diesel S 4001 de 50 CP SAE.

Maşina K—406 este pusă în mişcare de translaţie de către un motor hidraulic complet cu o cutie de viteze care prevede două viteze. Motorul poate fi alimentat de una sau de două pompe, astfel că se pot realiza 4 viteze de mers înainte şi tot atîtea de mers înapoi. Gama vitezelor de translaţie este cuprinsă între 2,5 şi 20 km/h. Cutia de viteze poate fi decuplată pentru a remorca lopata pe drum.

Structura portativă a lopeţii este constituită de o ladă uşoară sudată, a cărei parte inferioară serveşte drept suport pentru o coroană de rulaj. Pentru construirea şasiului s-au utilizat punţi asemănătoare cu cele ale camionului pentru toate terenurile STAR 660 M1 precum şi un sistem de conducere şi de frînare similare cu ale aceluiaş vehicul.

Echipamentul de bază al lopeţii K—406 A este o cupă retro-reversibilă la 180°, care poate lucra totodată pentru îndesarea de pămînt în jurul unui arbore sau altui obiectiv, avînd un volum util de 0,4 m^3. În funcţie de solul care trebuie prelucrat, lopata poate fi prevăzută cu cupe avînd diferite lăţimi şi capacităţi, precum şi cu alte accesorii, ca spre exemplu cupe apucătoare cu cochilii sau cu capete rotative, cleşti de strîngere etc. De notat faptul că dacă se utilizează o cupă încărcătoare de 0,8 — 1,0 m^3, lopata poate fi transformată într-un aparat încărcător cu performanţe remarcabile.

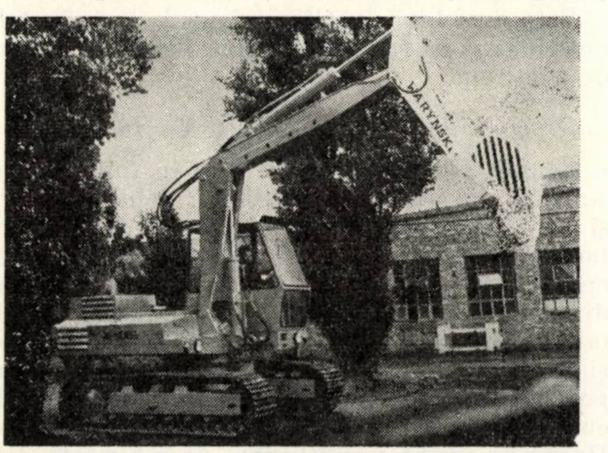


Fig. 4

Lopată hidraulică pe şenile K—408 A.

Această lopată reprezintă o variantă a lopeţii K—406 A, a cărei parte rotativă este montată pe şenile şi nu necesită vreo întreţinere deosebită, lagărele şi rulourile fiind unse în uzină. Viteza ei de translaţie este de 3,2 km/h. Menţionăm că mai există şi o a treia variantă a acestei lopeţi, montată pe un camion.

Lopata hidraulică pe şenile K—606.

Prevăzută cu o cupă de 0,63 m^3, ea are aplicaţii universale în lucrările de terasament şi de construcţii. Caracteristicile ei principale sînt: motor Diesel SW—400 de 105 CP la o turaţie de 2200 rot/min, construit conform licenţei Leyland; dublu circuit hidraulic alimentat de pompe cu angrenaj, care debitează fiecare 150 l/min, la o presiune de 140 bari, construcţie conform licenţei Hamworthy; şenile de tip tractor exercită pe sol presiuni de 0,39 şi 0,26 bari; distanţa de acţiune cu echipament de aglomerare — 8,7 m; adîncimea maximă de lucru, cu echipament retro — 4,6 m; greutatea în cursul funcţionării — 14 t.

Lopata hidraulică KH—125 L.

Aceasta este cea mai grea lopată hidraulică fabricată în R. P. Polonă. Cupa are 1,25 m^3. Motorul Diesel de 200 CP. Circuit hidraulic triplu alimentat de trei pompe cu angrenaj. Echipamentul de bază: împingător-aglomerator, retro, cuşcă de apucare, aparate pentru macarale. Greutatea circa 30 t.

În afară de lopeţile hidraulice descrise anterior, fabricate de Întreprinderile WARYNSKI din Varşovia, şi de variantele lor pe pneuri sau pe şenile sau pe camioane, industria poloneză mai construieşte de mulţi ani o gamă largă de lopeţi mecanice cu cupe de 0,2—1,2 m^3. Toate aceste lopeţi asigură o exploatare economică, un randament ridicat, o mare securitate în funcţionare şi o manevrare uşoară — calităţi care le-au făcut reputate atît în Polonia, cît şi în străinătate. Aceste lopeţi sînt astfel concepute încît pot lucra cu diferite echipamente interşanjabile: împingătoare-aglomeratoare, retro, organe de prindere, de rabotaj, macara.

În afară de materialele grupate împreună, uzinele care fac parte din Uniunea industrială BUMAR construiesc diferite elemente şi subansamble pentru maşini de construcţii de clădiri şi pentru lucrări publice : transmisii, cutii de viteze, coroane de rulare, angrenaje, variatori de cuplu şi ambreiaje hidrocinetice, pompe şi motoare hidraulice, cilindri şi supape etc.

În toate aceste domenii, principiul conducător este de a face să progreseze continuu normalizarea şi unificarea pieselor, a elementelor şi a subansamblelor, astfel încît ele să devină interşanjabile între diferitele tipuri de materiale. Intreprinderile îşi repartizează, de asemenea, sarcinile, conform unei specializări bine precizată.

Beneficiind de o largă experienţă în cooperarea industrială internaţională, Uniunea BUMAR întreţine contacte permanente cu numeroase firme străine cărora ea livrează elemente şi subansamble construite conform documentaţiei birourilor de studii poloneze sau a celor aparţinînd firmelor contractante. În afară de aceasta, anumite materiale de construcţii pentru clădiri şi lucrări publice sînt construite şi comercializate în comun cu societăţi străine renumite.

Semnalăm în acest domeniu cooperarea cu industria română, cooperare care va duce în curînd la construcţia, executată de comun acord, a unei macarale montată pe un camion de 16 t, echipamentul pentru macara fiind de construcţie poloneză, iar şasiul automotor de construcţie română.

CZ 629.114.6 Fiat (438)

Maşina Polski Fiat 126 P

Ing. Wladyslaw LEŠNIAK

În urma contractului semnat la sfîrşitul anului 1971 cu societatea FIAT din Torino, combinatul industrial de la Bielsko-Biala — Tychy a început fabricarea maşinii POLSKI FIAT 126 P — prima maşină poloneză cu motor în patru timpi, cu cilindri mici. Primele exemplare vor părăsi uzina încă din 1973, iar producţia anului 1974 va atinge 10000 de unităţi, pentru a creşte apoi treptat şi a se stabili la nivelul anual prevăzut de 150000 maşini.

În cele două oraşe ale Sileziei de Nord, la Bielsko-Biala şi la Tychy, în care sînt repartizate diversele secţii ale combinatului, lucrările de construcţie şi de montaj se desfăşoară într-un ritm accelerat. În multe cazuri, echipele de lucrători depăşesc chiar termenele prevăzute, astfel că putem fi siguri că fabricaţia de serie mare, aşteptată cu nerăbdare de public, va fi executată la data fixată prin plan.

*

Se ştie că birourile de studii din Torino efectuează de multă vreme lucrări destinate lansării pe piaţă a unei maşini populare, relativ ieftină. Apariţia succesivă a tipurilor FIAT 128 şi 127 părea să indice, mai ales pînă la 1500 m^3 capacitatea cilindrilor, o preferinţă pentru tracţiune anterioară (modelele 132 şi 130 avînd întotdeauna tracţiunea în spate). La început, tehnicienii italieni s-au gîndit deci la o maşină mică cu tracţiunea în faţă, cu motorul aşezat lateral. Primul prototip de acest fel a fost o variantă mai uşoară şi mai scurtă a tipului FIAT 127. Dar, în special din considerente economice, ei au optat în urmă pentru tracţiunea din spate.

Concepute exclusiv pentru traficul urban, maşinile „mini'' pot fi construite în dimensiuni mici. Faţă de FIAT 127, lungimea lor a fost considerabil redusă datorită înlocuirii celor două locuri normale din spate printr-o banchetă (care în Italia este adesea rabatabilă) şi micşorării volumului portbagajelor. Dimpotrivă, în comparaţie cu vechiul FIAT 500, dimensiunile, confortul şi performanţele au fost mult ameliorate. Se poate spune aşadar că studiile au dus la fabricarea unei maşini cu capacitate mică a cilindrilor, care să corespundă tuturor exigenţelor cerute vehiculelor din această categorie. Acesta este tipul de maşină care se construieşte în R. P. Polonă, sub denumirea de POLSKI FIAT 126 P.

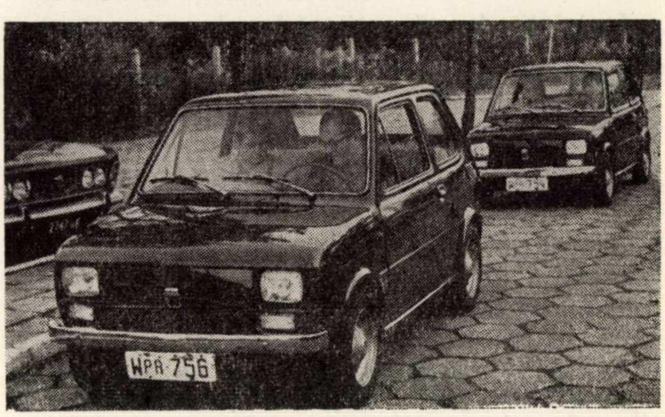


Fig. 1

Ea se deosebește de vechiul tip FIAT 500 mai ales prin geometria caroseriei. Lungimea ei nu a crescut cu mai mult de 3 cm, adică de la 302 la 305 cm, și lățimea a fost mărită de la 132 la 137 cm. Înălțimea a fost puțin redusă, de la 133 la 130 cm. Dimpotrivă, distanța dintre osii (184 cm) și distanța între roțile din față au rămas aceleași, pe cînd distanța dintre roțile din spate a crescut cu 5 cm. În fine, roțile și pneurile au rămas aceleași.

Îmbunătățirea cea mai importantă este mărirea considerabilă a suprafeței din sticlă. Parbrizul este mult mai înalt și mai lat, iar geamul din spate are o suprafață aproape dublă. Și geamurile laterale au fost mărite datorită unei noi linii a caroseriei. Într-adevăr, ,,rotunjimile'' tipului FIAT 500 au cedat locul unor linii drepte și unor unghiuri net marcate. Capota motorului și a portbagajului se termină prin planuri aproape verticale. Partea din spate a mașinii amintește astfel tipul FIAT 127, mai ales prin ridicarea relativă a acoperișului deasupra locurilor din spate, pe cînd în partea anterioară a mașinii această asemănare se datorește încastrării dreptunghiulare a farurilor.

Cufărul pentru bagaje este relativ mic, dar — în cazul unui drum mai lung — se poate remedia aceasta utilizînd bancheta din spate, sau, dacă aceasta este ocupată, montînd un portbagaj pe acoperișul mașinii. Totuși, volumul util al cufărului a fost puțin mărit deoarece roata de rezervă este acum așezată vertical în loc de a fi pusă în diagonală.

Motorul are doi cilindri verticali, dar capacitatea lor a fost mărită de la 500 la 594 cm³, ceea ce are ca rezultat o creștere a vitezei maxime, care actualmente este de 110 km/h. Motorul este răcit cu aer și este mult mai puțin zgomotos decît predecesorul său. Randamentul său a crescut, consumul de benzină rămînînd practic neschimbat, iar performanțele mașinii sînt net superioare.

Cutia de viteze, zgomotoasă și puțin sigură a tipului Fiat 500, a fost înlocuită cu o cutie clasică, cu 4 rapoarte de viteză sincronizate.

Tabela 1.

	FIAT 500	POLSKI FIAT126P
Dimensiuni, în cm :		
— lungimea	302	305
— lățimea	132	137
— înălțimea	133	129—130
Greutatea, în kg	520	580
Motorul :		
— numărul cilindrilor	2 în linie	
— capacitatea cilindrilor în cm³	499,5	594
— puterea, în CP SAE	18 la 4600 rot/min	23 la 4900 rot/min
— cuplul	3,1 m.kgf la 3000 rot/min	
— compresia maximă	0,8	7,5 : 1
— arborele cu came	lateral	
— carburatorul	monocorp inversat	
— capacitatea rezervorului	22 l	
— răcirea	cu aer	
Linia de rulare :		
— distanța între roți	184 cm	
— poziția motorului	în spatele mașinii	
— tracțiunea	în spate	
— roțile	4 roți independente	
— pneuri	125 SR × 12	
— suspensia	arc transversal cu lame, în față ; arcuri elicoidale, în spate	
Transmisia :		
— cutii de viteze	4 rapoarte nesincronizate	4 rapoarte sincronizate
Frîne în față și în spate :	cu tambur	
Viteza maximă în km/h	95	110

În tabela 1, arătăm în mod comparativ, caracteristicile tipurilor FIAT 500 și POLSKI FIAT 126 P.

CZ 5 + 62 (438)

Noutăți în domeniul științelor și tehnicii poloneze

Instalație de mărunțit cărbunele

La Institutul de transformare chimică a cărbunelui din Zabrze (voievodatul Katowice), un grup de cercetători au construit un tip nou de mărunțitor de cărbune (brevet polonez nr. 63276). Sistemul de reglaj permite să se facă să corespundă funcționarea aparatului în funcție de duritatea cărbunelui și să se obțină granulația dorită.

Aparatul se compune din trei părți esențiale : plăci din oțel avînd o formă specială la partea superioară, o sită laterală, o grilă cu fisuri scamotabile la partea de jos. Grație acestei soluții, cărbunele cu rezistență mică se mărunțește pe plăcile din oțel și apoi este cernut. Cărbunele dur este supus unei presiuni continue, în cursul a trei faze.

Un alt avantaj în plus al aparatului este că el permite reglarea separării elementelor constituante, ceea ce permite un reglaj foarte precis al aparatului, conform lucrului cerut.

Frîne pentru remorci

Tehnicienii Biroului de studii din domeniul construcțiilor navale din Gdansk, au elaborat un nou sistem de frînare pentru remorcile trase de către un vehicul prevăzut cu frîne pneumatice (brevet polonez nr. 63408). Vehiculul trebuie să fie echipat cu o supapă suplimentară de comandă, dependentă de regulatorul pentru efortul de frînare și de rezervorul de aer comprimat. Prin intermediul unui circuit special, presiunea lichidului care iese din pompă este transmisă cilindrilor care comandă fălcile frînelor remorcii. Utilizarea acestui sistem reduce consumul de aer comprimat necesar frînării remorcii. În plus, întîrzierea frînării roților din spate este mai mică ceea ce mărește securitatea în timpul călătoriei.

Aparat de tăiat foliile de aluminiu

Cercetătorii Institutului de tele- și radiotehnică din Varșovia au construit un aparat cu lame circulare pentru tăiatul foliilor de aluminiu (brevet polonez nr. 64826). Cu acest aparat se pot obține benzi metalice de orice lățime, cu marginile bine tăiate, fără nici o bavură. Spațiile libere dintre lame sînt umplute cu garnituri, astfel încît foliile metalice să nu se poată înfunda. Jocul dintre vîrfurile tăioase este compensat automat, ceea ce garantează calitatea tăierii. Lamele pot fi ascuțite de multe ori, o singură serie de lame fiind suficientă pentru o exploatare de lungă durată.

Protecția împotriva zgomotului

Tehnicienii întreprinderii de lucrări miniere, din Myslowice (Silezia de Nord) au construit un aparat care asigură auzul persoanelor obligate să lucreze în locuri exagerat de zgomotoase. Aparatul este foarte eficient pînă la un maximum de 125 decibeli, intensitate sonoră pe care el o reduce pînă la 85 decibeli, așadar sub norma admisibilă. Între 85 și 125 decibeli, aparatul mai micșorează și suprasarcina auditivă a urechii interioare și ușurează comunicările orale (brevet polonez nr. 63281).

Noi metode de luptă împotriva coroziunii

Specialiștii Centrului de studii și de dezvoltare a Construcției industriale SLASK, din Katowice, au conceput o metodă nouă pentru protecția eficace a tabelelor contra coroziunii. Ea constă într-un tratament chimic preliminar al suprafeței tablei de oțel galvanizat care este apoi acoperită cu un strat intermediar de cromat. Acest strat intermediar mărește considerabil adeziunea vopselei. O protecție suplimentară este asigurată grație unui strat de vopsea primară care conține un pigment pe bază zinc. Acoperirea astfel obținută are proprietăți mecanice foarte bune și rezistă la condițiile atmosferice cele mai grele.

Vopsea anticorosivă

Cercetătorii Institutului de cercetări și studii din Industria de lacuri și vopsele, din Gliwice, au conceput formula și procedeul de fabricație a unei noi vopsele anticorosive (brevet polonez nr. 61716). Substanțele de bază care intră în componența acestei vopsele sînt peliculogene și prafuri de metal (plumb, oțel, zinc și aluminiu). Ea a fost recunoscută ca satisfăcătoare mai ales ca vopsea de mîna I-a, în scopul protecției contra coroziunii a scheletelor și construcțiilor din oțel.

Autovinyl —pentru protecția șasiurilor

Uzina FREGATA, din Gdansk, a pus în circulație un nou produs vinilic pentru protecția împotriva coroziunii a șasiurilor vehiculelor. Acesta este un lichid dens, negru, pe care este suficient să-l întinzi cu o pensulă pe suprafețele metalice curățate în prealabil și spălate.

Desprăfuitoare industriale ușoare

Ajutați de tehnicienii Minei de fier de la Grodzisko, cercetătorii Școlii politehnice din Silezia au construit un nou tip de desprăfuitor pentru epurarea aerului și a cazelor industriale. Acesta este un turbo-captator cu contracurent, a cărui eficacitate, foarte mare, atinge 99,5% absorbție a particulelor solide foarte fine, dintre care jumătate pot avea chiar o granulație mai mică de 5 microni.

Turbo-captatorul funcționează în regim continuu. Datorită așezării speciale a scurgerilor turbionare, el poate precipita, de asemenea prafurile umede. Avînd un gabarit foarte redus, el consumă foarte puțină energie asigurînd totodată un debit ridicat de aer purificat, fapt foarte important pentru spațiile foarte restrînse. Caracteristicile tehnice ale turbo-captatorului permit să i se varieze dimensiunile în funcție de cantitatea de aer prăfuit din fiecare loc de muncă. Dat fiind gabaritul lor mic, fiabilitatea și manevrarea ușoară a acestor aparate, ele pot fi instalate în fiecare lor de muncă, în imediata vecinătate a sursei de prăfuire. Ele pot fi construite chiar în variantă portabilă care poate fi fixată pe casca de protecție a muncitorului.

Foarte economic, turbo-captatorul nu necesită reglaje dificile ale parametrilor săi de funcționare. Eficacitatea sa (cantitatea de praf precipitată) nu depinde de concentrația factorilor poluanți ai atmosferei. Considerînd toate aceste calități, el permite îmbunătățirea sensibilă a condițiilor de lucru și igiena localurilor, mai ales în centralele termice și în toate întreprinderile în care se produc degajări puternice de fum de combustie și poluanți nocivi pentru sănătatea muncitorilor.

Ultrasunetele în încercările materialelor

La Institutul pentru problemele fundamentale ale tehnicii, care ține de Academia de științe a R. P. Polonă, se studiază aplicarea ultrasunetelor la măsurarea gradului de puritate al cuprului și al aluminiului. Metodele puse în aplicare sînt mai simple decît metodele electrice, de unde reiese posibilitatea ca ele să fie extinse pentru utilizări industriale.

Spume poliuretanice auto-extinctoare

Specialiştii Secţiei de polimeri de la Zabrze, secţie care aparţine Academiei de ştiinţe poloneză, au elaborat o tehnologie nouă de fabricare a spumelor poliuretanice rigide auto-extinctoare. În funcţie de conţinutul într-un compus nou, denumit polieter fosfoorganic TGEP, se obţin spume neinflamabile sau care se sting automat. Supuse la acţiunea flăcărilor, ele produc pe suprafaţa lor o substanţă cărbunoasă care opreşte orice pătrundere a focului în adîncime. Foarte rezistente la hidroliză, ele sînt puternic hidrofuge. Încercările de îmbătrînire termică au arătat că aceste spume nu pierd decît foarte puţin din proprietăţile lor mecanice şi din puterea lor de auto-extincţie. Avînd o slabă conductibilitate termică sînt destinate a fi utilizate drept materiale izolatoare la temperaturi cuprinse între —100 şi +100°C, deci în construcţia vagoanelor izoterme şi frigorifice, în amenajările interioare ale navelor şi, în general, ori în ce locuri în care pericolul de incendiu interzice folosirea unor materiale inflamabile.

Economii realizate datorită materiilor plastice

În uzinele de biciclete PREDOM-ROMET, din Bydgoszcz, şeile de biciclete sînt fabricate acum exclusiv din material spumos poliuretanic. Materialul plastic fluid este turnat în forme în care se solidifică anvelopa exterioară, în timp ce interiorul rămîne suplu şi spongios. Rigiditatea şeii este asigurată printr-o simplă inserţie metalică, ceea ce-i permite să-şi păstreze o greutate minimă. Acest procedeu face să scadă cu 35 — 40% preţul de cost al şeilor. Întreprinderile PREDOM-LUCZNIK, din Radom, înlocuiesc actualmente diferite piese metalice ale maşinilor de cusut, ale maşinilor de scris şi de calculat cu piese din material plastic. O simplă injecţie se substituie astfel unei prelucrări şi unui asamblaj greoi, ceea ce duce la o mare economie de timp şi de bani. Tehnicienii din Radom au elaborat, de asemenea, tehnologia de producţie, tot prin injectare, a unor mici rezervoare pentru gaz lichefiat pentru brichete, precum şi un procedeu de fabricaţie a unei spume speciale pentru filtre.

Pereţi foarte netezi

Cercetătorii de la Secţia de beton a Institutului de tehnica construcţiilor din Varşovia (ITB) au elaborat substanţe noi care servesc pentru ungerea formelor utilizate pentru elementele prefabricate. Folosirea acestor substanţe, denumite EMFORM şi OLFORM, permite dezbaterea uşoară a elementelor a căror suprafaţă este şi perfect netedă. Este posibil, fără a utiliza o altă substanţă de acoperire, ca ele să fie imediat vopsite, acoperite cu hîrtie vopsită etc. De asemenea, faţadele clădirilor nu mai necesită nici o altă lucrare de finisaj.

Radiatoare electrice din beton

Intreprinderile ceramice pentru clădiri, din Piaseczno, au început fabricaţia unor radiatoare electrice din beton, care funcţionează prin acumularea de căldură. Radiatoarele PB—1 pot fi utilizate separat sau în grupuri de mai multe unităţi pentru încălzirea localurilor publice, a birourilor şi a locuinţelor.

Pentru propriile sale nevoi, Biroul de studii pentru construcţii industriale, din Poznan, a conceput un radiator acoperit cu tablă vopsită în cuptor.

Aparate noi pentru măsurarea vidului.

Institutul de studii pentru instrumente şi aparate de vid ZOPAP este iniţiatorul a numeroase construcţii şi tehnologii noi referitoare la măsurarea vidului simplu sau înaintat, cu capete de măsurat, cu sisteme de comandă automată a pompelor de vid, cu aparate de măsurat cu scîntei etc.

Printre ultimele realizări ale ZOPAP trebuie să menţionăm aparatele de măsurat cu ionizare PW—11, cele cu rezistenţă PN—21 şi PN—11 a, cu sisteme de comandă automată a pompelor. Aceste aparate, grupate judicios, permit măsurarea, înregistrarea, controlul şi comanda automată a aparatelor de vid, într-o gamă de presiuni cuprinse între $1/10^{e}$ şi 10^{-9} torri. Elegante şi extrem de precise, ele garantează şi repetarea măsurătorilor.

◆

CZ 621.979 – 82

Maşini – transfer hydomat

Ing. Krzysztof CHODNIKIEWICZ

Ing. Marek WISNIEWSKI – Intreprinderea experimentală de prese automate şi de utilaje de ambutisare – PONAR – HYDOMAT – Varşovia

Progresul tehnic dă naştere uneori la dificultăţi neaşteptate. Astfel, o maşină hidraulică concepută de un inginer polonez E. Nowak de exemplu PAWN–40/25/16, înlocuieşte în mod avantajos 30–40 de prese convenţionale de aceeaşi forţă nominală. Randamentul pe care ea îl asigură o face proprie fabricaţiei de piese în serie largă. Din acest motiv, numărul cumpărătorilor eventuali diminuează în proporţie. Cum a fost depăşit acest obstacol.

Trebuia – spune ing. Nowak – rupt cu tradiţia preselor cu efect simplu. Eu mi-am bazat proiectul pe sistemul modular (Baukasten-System) care constă în normalizarea şi în unificarea elementelor constitutive. În acest fel s-au născut maşinile universale, la care se pot asocia ansambluri speciale, de exemplu pentru filetare, nituire, ştanţare, decupajul orificiilor de forme complicate, găurire etc.

Potrivit constructorului, tocmai posibilitatea de a constitui maşini-transfer sau maşini cu mai multe unităţi de prelucrare plecînd de la aceleaşi elemente de bază interschimbabile, este elementul care constituie cel mai mare succes.

Ansamblele auxiliare care le asigură universalitatea extraordinară preselor de Nowak sînt deci nu mai puţin importante decît presele ele-însele.

Utilajele folosite în prese sînt în general puţin durabile. De aceea, randamentul maşinilor automate HYDOMAT a necesitat studiul şi fabricarea – plecînd de la materialele disponibile în Polonia – de utilaje în acelaşi timp rigide, durabile şi uşor de executat. Din aceasta se va înţelege mai uşor importanţa cînd se va cunoaşte că preţul utilajelor intră pentru jumătatea din acela a unei maşini HYDOMAT livrate complet.

Electrotehnica, electronica, mecanica de precizie şi alte industrii, fac din ce în ce mai mult apel la producţia de mare serie sau de masă a pieselor metalice în general de dimensiuni reduse.

Este evident că prelucrarea automată prin deformarea plastică asigură aici cele mai mari avantaje economice. Există, astfel, maşini – transfer HYDOMAT care permit executarea – plecînd de la benzi metalice de 3 mm grosime maxi – de piese cu forme din cele mai complicate a căror dimensiuni plane pot atinge 100 × 200 mm şi care sînt simultan, găurite, filetate, nituite. Una dintre operatiile clasice este executarea completă şi nituirea elementelor de contact a aparatelor electrice.

Fiecare maşină HYDOMAT cuprinde o presă hidraulică automată, un dispozitiv de derulare şi de planisare a panglicii de alimentare, un dispozitiv de aducere a panglicii şi unul sau două utilaje progresive de ambutisare, fixate pe presă. În cazul operaţiilor de filetare, presa este dotată cu un cap special cu nouă broşe. Pentru nituire, ea primeşte un cap care o alimentează cu un fir a cărui segmente, secţionate cum trebuie sînt nituite în piese, de exemplu sub formă de elemente de contact.

Piesele automate care intră în compoziţia maşinilor transfer (linii automate) HYDOMAT sînt realizate sub formă de maşini cu unul sau 2 nivele. În al doilea caz, se dispune deci, de două nivele de prelucrare care – pentru prima dată – elimină mişcarea în gol a culisorului.

Maşina lucrează simultan cu două utilaje de ambutisare (identice sau nu). Ambutisarea la nivelul inferior se face cu ocazia mişcării mesei mobile în jos, şi aceeaşi operaţie se repetă la nivelul superior cu ocazia deplasării în sus. În acest fel a fost dublat randamentul maşinii.

În Polonia, au fost construite actualmente tipurile următoare de maşini automate HYDOMAT :

– PAWN–4 OS – cu presă standard rapidă la un nivel de prelucrare/Medalia de aur la Tîrgul internaţional de la Leipzig 1971 ;

– PAWN–4 OG – cu presă la un nivel de prelucrare, dotat cu un cap filetat (fig. 1) ;

– PAWN–4OM – cu presă la un nivel, dotat cu un cap de nituire ;

– PAWN–4OGN – dotat cu un cap de filetare şi cu un altul de nituire ;

– PAWN–4OP – cu presă la 2 nivele pentru tăierea de precizie ;

– PAWN–D4O – care cuprinde o presă rapidă cu 2 nivele (fig. 2).

Principalele soluţii reţinute pentru maşinile, automate HYDOMAT şi protejate de brevete sînt următoarele :

– comanda hidraulică a preselor care asigură un efect de împingere constant pe întreaga cursă utilă a culisorului.

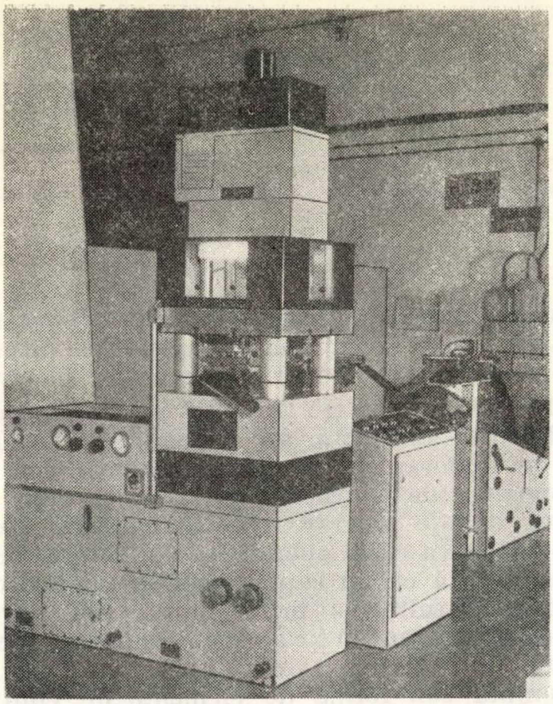


Fig. 1 — Maşina automată PAWN–4 OG, cu presă hidraulică cu un nivel de prelucrare, dotată cu un cap de filetare. Se distinge în fund dispozitivul de aducere al panglicii metalice.

maşinile HYDOMAT funcţionează ca prese cu efect dublu.

Acţiunea dublă a preselor HYDOMAT provine de asemenea din concepţia originală a utilajelor de ambutisare, şi acestea brevetate. Utilajele despre care este vorba cuprind o placă mobilă de strîngere acţionată de pistoane hidraulice. Aceasta permite executarea de operaţii complementare.

Un alt avantaj al preselor HYDOMAT este comportarea lor la transmiterea sarcinilor cu ajutorul eforturilor distribuite pe întreaga suprafaţă a meselor de lucru, caracteristică foarte importantă în cazul utilajelor progresive de ambutisare.

Placa de strîngere a utilajelor HYDOMAT garantează aspectul plan perfectat al pieselor şi măreşte durata de funcţionare a ponsonilor, mai ales a acelora cu diametru mic care — în execuţia convenţională — au o puternică tendinţă la rupere.

Maşinile automate HYDOMAT pot fi utilizate pentru fabricarea în serie mare sau de masă a pieselor care necesită numeroase operaţii de decupare, de arcuire, de extruziune, de filare şi marcare.

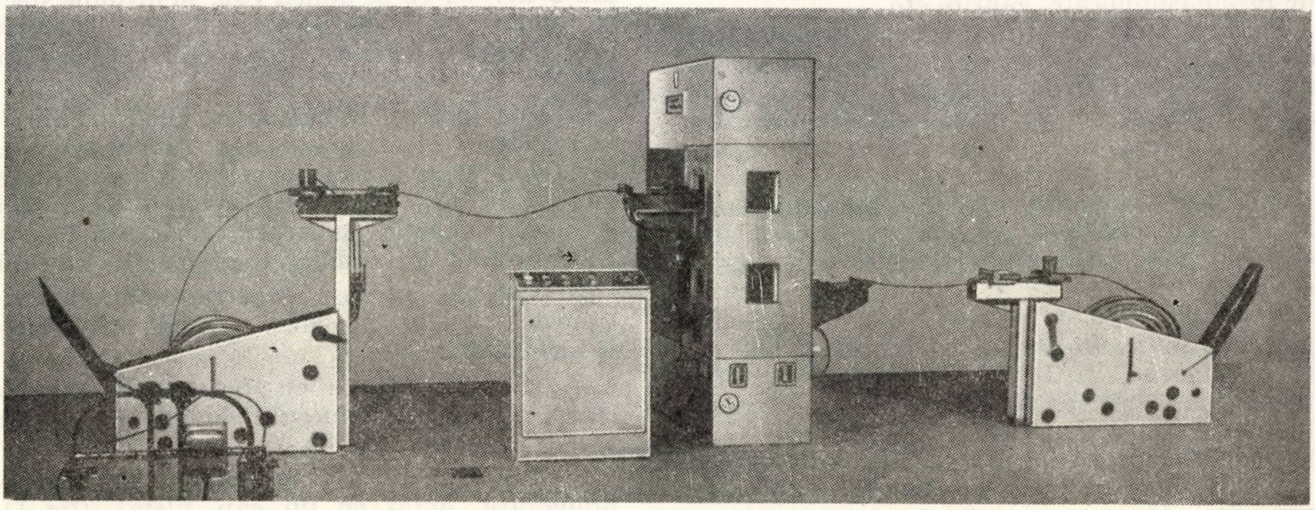


Fig. 2 — Maşina automată PAWN–D 40 care cuprinde o presă hidraulică rapidă cu 2 nivele de prelucrare, dotată cu 2 dispozitive de alimentare.

— folosirea ponsonilor de înălţimi diferenţiate asigură un lucru util (de mai multe ori) cu mult superior celui de la o presă mecanică cu aceeaşi forţă nominală;

— deservirea şi comanda hidraulică a automatelor, duce la simplificarea considerabilă a maşinii şi creşterea productivităţii.

— aducerea exactă a panglicii metalice, asigură obţinerea de piese exacte conform gabaritelor şi calibrelor cerute;

— folosirea pentru platourile superioare ale maselor dispozitive hidraulice, datorită cărora

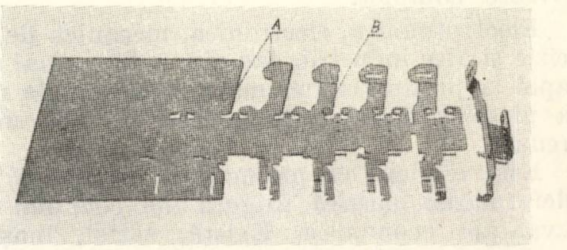


Fig. 3 — Exemplu de piese executate pe o maşină HYDOMAT. Gravurile panglicii permit urmărirea operaţiilor consecutive detalonarea conturului extern al piesei în *A*, filarea marginilor în *B* cu ajutorul plăcii de strîngere, decuplajul, arcuirea şi — la urmă — curbarea şi tăierea piesei finite.

Principalele caracteristici ale maşinilor HYDOMAT sînt :

— forţa nominală a preselor — 40 t ; numărul de curse pe minut (reglaj continuu) PAWN—4OS şi PAWN—4OGN C—150, PAWN—4OG, PAWN—4ON şi PAWN—4OGN 0—40 ; cursa plăcii mobile — 50 mm ; dimensiunile utilajului de ambutisare (lungimea × lăţimea × × înălţimea) 620 × 300 × 210 mm ; lăţimea panglicii 200 mm ; înaintarea panglicii prin pas 100 mm ; înălţimea panglicii filate (filetate) 24 mm ; înălţimea unei piese curbate 120 mm ; diametrele admisibile ale orificiilor filetate M 2,6 — M 6 ; numărul de breşe de filetat 9 ; numărul rîndurilor în capul de nituire 6.

Folosirea utilajelor de ambutisare cu mai multe rînduri pentru un număr de curse asemănătoare celei pe care o permit piesele mecanice convenţionale, permite la maşinile HYDOMAT realizarea de randamente care variază de la mai multe mii la mai multe sute de mii de piese pe oră. Utilajul progresiv de ambutisare care, reuneşte calităţile necesare pentru un număr de operaţii simultane putînd merge pînă la 10 şi chiar 15, operaţii care altfel ar fi necesitat folosirea exact la un asemenea număr de prese convenţionale, duce la realizarea de economii importante asupra timpului de prelucrare, a suprafeţelor de fabricare indispensabile şi, asupra cheltuielilor de cost.

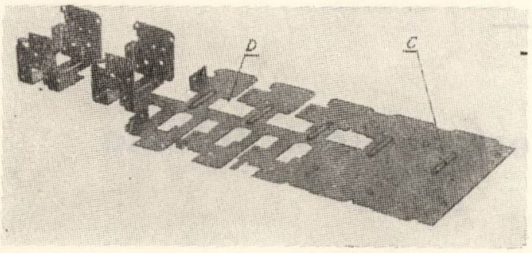


Fig. 4 — Aici, nervurile de întărire în *C* şi marginile îndoite în *D* sînt obţinute cu ajutorul plăcii mobile de strîngere. Conturul şi orificiile sînt decupate, arcuirea, şi apoi, la sfîrşit tăierea.

Una dintre variantele deosebit de importante ale maşinilor automate HYDOMAT este presa hidraulică PAWN—40P.

Această maşină cuprinde următoarele ansambluri :

— presa hidraulică pentru tăierea de precizie (efort de presiune = 40 t, adică aproximativ 400.000 N) ;

— dispozitivul de derulare şi de planisare a panglicii, tip BK—210.

O caracteristică esenţială a PAWN—40P este : corpul în formă de casă cu coloane, cu o rezistenţă foarte mare. În partea inferioară a corpului se găseşte culisorul de comandă asociat mesei de lucru care culisează pe cele patru coloane de ghidaj. Această soluţie garantează funcţionarea extrem de precisă a utilajului, în ciuda forţelor de flambaj care se manifestă în zona de prelucrare.

Rigiditatea corpului şi ghidajul foarte precis al mesei au permis o simplificare crescîndă a utilajului.

Presa este dotată cu un montant care permite aşezarea inferioară şi superioară a mesei în raport cu utilajul. Precizia ansamblului interzice distrugerea matriţei prin poanson protejează opririle împotriva oricărei deteriorări conducînd la creşterea considerabilă a duratei de lucru a utilajelor. Posibilitatea de reglaj în mişcare permite efectuarea unor reparaţii fără necesitatea opririi. O altă calitate a PAWN—4OP este timpul foarte scurt, necesar înlocuirii utilajului, adică 15—20 de minute maximum.

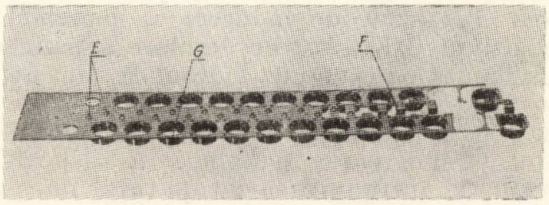


Fig. 5 — Avantajele care rezultă de la acţiunea dublă a presei şi a funcţionării precise a pistonului hidraulic sînt deosebit de vizibile. Folosirea plăcii de strîngere comandată de pistonii hidraulici permite executarea marginilor *E* orientate în sus pentru a găuri orificiile filetate, pentru a îndoi ramurile *F* şi pentru a fila cu afinaj marginile *G*. În mod simultan, în zona mediană a utilajului, se trece la filarea celor două orificii cu diametru M 4 şi a 6 orificii cu diametrul M 3.

Automatizarea integrală a operaţiilor principale şi auxiliare este asigurată de comanda mecanică hidraulică. Elementul esenţial al

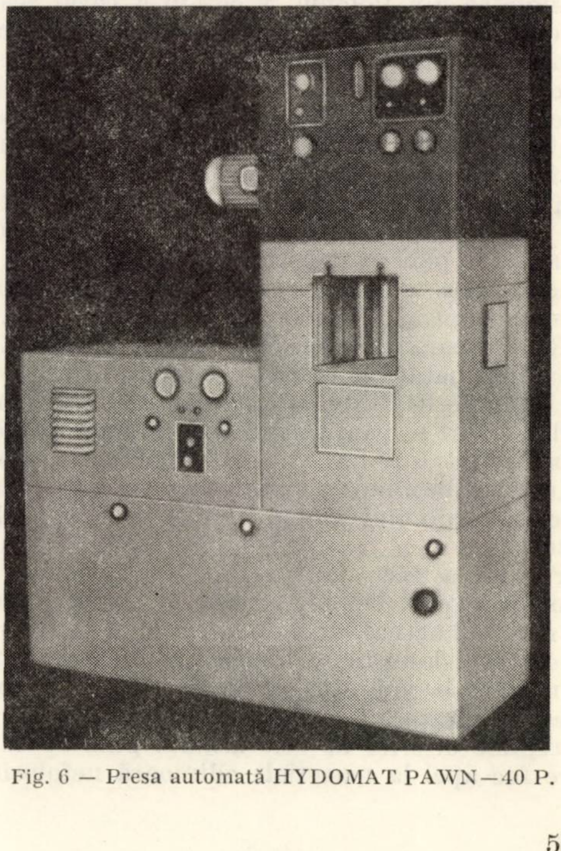


Fig. 6 — Presa automată HYDOMAT PAWN—40 P.

sistemului de comandă este distribuitorul hidraulic care reglează debitul fluidului spre diferite rezervoare. Operaţiile consecutive sînt programate în distribuitorul care comandă astfel acţiunea tuturor ansamblurilor. O calitate esenţială o constituie posibilitatea de reglare încontinuu a cadenţei în aşa fel încît să fie aleasă aceea care asigură efectele optime.

Ansamblele auxiliare, adică ejectorul, dispozitivul PH—200 de aducere a panglicii şi dispozitivul BK—210 de derulare a panglicii, de asemenea cu comandă hidraulică, sînt acţionate tot prin distribuitor.

În aceste condiţii, munca personalului se reduce la încărcarea panglicii în dispozitive BK-210, la introducerea începutului de panglică în utilaj, la punerea maşinii în funcţiune şi la alegerea ritmului optim. Astfel, mai multe PAWN—40 P pot funcţiona simultan sub supravegherea unui singur generator.

Presa automată hidraulică PAWN — 40P cuprinde un număr de soluţii perfecţionate, protejate de brevete depuse în nenumărate ţări dezvoltate din Europa şi din alte continente.

Ca un exemplu se poate cita distribuitorul hidraulic care asigură automatizarea ciclului de tăiere de precizie, dispozitivul de aducere a panglicii şi încă, casa cu coloane care formează corpul însuşi al presei.

PAWN — 40P oferă vaste posibilităţi de fabricare a pieselor de precizie, cu contururi circulare sau dinţate, parţial stanţate şi găurite cu numeroase orificii.

Tăierea de precizie cu ajutorul PAWN—40 P permite deci executarea de piese complete cu formele cele mai complete, cu o extremă precizie geometrică. Ea elimină simultan orice serie de maşini de operaţii aplicate în procedeele convenţionale de finisare a unor asemenea piese. În fine, ea autorizează o reducere considerabilă a efectivelor calificate necesare, mărind considerabil randamentul.

◆

CZ 62 (438)

Progresul tehnic în construcţia mecanică din Polonia

Dr. docent Antoni LESNIAK — Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini

Programul de accelerare a dezvoltării social-economice din Polonia, program a cărui realizare a luat o amplă dezvoltare în ultimii ani, implică — pentru întreaga industrie poloneză a construcţiei mecanice — o creştere şi o lărgire însemnată a fabricării de numeroase produse, dintre care în primul rînd : aparate electrocasnice şi electronice, în toată gama, materiale pentru mecanizarea intensificată a agriculturii, materiale de construcţii şi lucrări publice, în special pentru construirea de autostrăzi şi amenajarea cursurilor de apă, echipamente pentru informatică, echipamente tehnologice.

Restructurarea radicală a bazei industriale, ca şi îmbunătăţirea calităţii şi modernizării — şi deci competitivitatea produselor pe piaţa mondială — sînt constant stimulate de imperativele exportului. Într-un viitor apropiat, exportul industriei mecanice va atinge în valoare jumătate din volumul global al exporturilor poloneze.

Pentru a face faţă cerinţelor nationale şi celor de export trebuie — încă în cursul planului cincinal actual, deci de acum pînă în 1975 — studiate şi lansate în fabricaţie mii de maşini şi materiale noi, din ce în ce mai complexe. adesea bazate pe principii de funcţionare în întregime diferite de cele urmate pînă acum şi care fac apel la materiale odinioară nefolosite.

Deci, în ceea ce priveşte maşinile şi bunurile de echipament, gama va fi în întregime reînoită în 5—7 ani şi în ceea ce priveşte produsele de mare consum în 2—3 ani. Să subliniem că industria electronică, de exemplu, nu va mai fabrica în 1975 un singur produs din cele fabricate în anii 1970—1971. De acum şi pînă la sfîrşitul cincinalului întregul sortiment al subansamblului şi al produselor finale va fi în întregime reînoit. Asemănătoare va fi evoluţia în producţia de materiale de construcţie, materiale de informatică, de echipamente tehnologice şi de lucrări publice etc.

În următorul plan cincinal (1975—1980) volumul producţiei de noi materiale va depăşi 260 miliarde de zloţi, faţă de 110 miliarde de zloţi ai planului cincinal actual. Aceasta înseamnă că trebuie pregătită fabricarea a mai mult de 8000 de produse noi, în timp ce în anii 1971—1973 nu se vor lansa decît 3800, cifră totuşi foarte importantă.

Acestea sînt — prezentate în mod sintetic — sarcinile industriei electromecanice poloneze în etapa sa actuală de dezvoltare. Să precizăm că ea grupează în Polonia patru ramuri industriale :

— construcţia aeronautică, construcţia de automobile şi a materialului rulant ;

— mijloacele de producție și echipamentele tehnologice;

— electrotehnica, materialele de iluminat;

— electronica, informatica și automatica.

Toate aceste domenii progresează actualmente într-un ritm dinamic. Creșterea producției atinge în medie 15% pe an, ceea ce are ca urmare o reînoire accelerată, fără încetare, a gamei de fabricate.

Tendințele în organizarea industriei mecanice

Sarcinile calitative, însoțite de dublarea sau triplarea cantitativă a producției în perioadele cincinale succesive, au creat noi probleme de care construcția mecanică nu s-a preocupat înainte. Profunde schimbări structurale în diferitele ramuri au devenit inevitabile.

Prin aceasta se tinde la formarea de mari unități economice, mai adecvate pentru folosirea științei și tehnicii la modernizarea produselor, prin criteriu al aprecierii unei industrii. Marile grupuri industriale constituite în unități autonome, înzestrate convenabil cu mijloace de producție și cadre, vor forma ansambluri de întreprinderi, centre de cercetare, birouri de studiu etc. a căror activitate va cuprinde faze preliminare și posterioare producției, ca și fabricației însăși. Aceste grupuri vor fi integrate din punct de vedere organizatoric, economic și funcțional. În ceea ce privește Ministerul Industriei de Construcții de Mașini, el cunoaște în prezent o adevărată revoluție care-l face să treacă de la rolul de administrator la cel de organism de gestiune industrială.

Grupurile industriale puse în discuție trebuie deci să dispună de o puternică bază de cercetări științifice și tehnice, legate economic de potențialul de cercetare global al țării. Industria cere astăzi extinderea cercetărilor, atît fundamentale cît și aplicate, limitele între cele două tinzînd din ce în ce mai mult să dispară în toate țările industriale.

Industria poloneză de construcție mecanică își concentrează în prezent eforturile pentru dezvoltarea anumitor ramuri care fabrică grupuri de produse bine determinate.

Aici criteriul de alegere este obținerea de efecte optime în diviziunea rațională a muncii și în specializarea industrială pe scară internațională. Realizarea obiectivelor fixate, se bazează atît pe lucrările centrelor de cercetare, de studiu și de construcție poloneze cît și pe colaborarea cu centre similare din alte țări socialiste. Se trece de asemenea la numeroase cumpărări de licențe, dar 4/5 din produsele constructiei mecanice poloneze vor continua să fie rezultatul lucrărilor de studiu, de perfecționare și de modernizare a propriilor noastre centre de cercetare.

O altă trăsătură caracteristică a construcției electromecanice poloneze este în prezent continuitatea lucrărilor de prevenire și programare și, în acest context, adaptarea structurii organizatorice a industriei la realizarea consecventă a sarcinilor impuse de ritmul accelerat de dezvoltare. Această adaptare ține practic, seama de exigențele diviziunii socialiste a muncii și a specializării în producție și în cercetare — condiție primă a producției în serie mare.

Structura bazei științifice și tehnice a industriei electromecanice

Se înțelege că ritmul progresului construcției electromecanice poloneze dictează sarcinile cele mai importante la centrele de cercetare științifică și tehnică ale acestei industrii, ca și în ansamblul de cercetare din Polonia.

Amploarea progresului tehnic face de acum practic imposibilă planificarea, finanțarea și dezvoltarea separată a acestor două ramuri esențiale ale economiei care sînt știința și industria. Costul social al unei asemenea separări ar fi prea ridicat.

Organizarea bazei științifice și tehnice a industriei construcției electromecanice este adaptată sarcinilor actuale. Sistemul cuprinde patru tipuri de organizare fundamentală:

— institute industriale de cercetare, monoramură sau interramuri subordonate uniunilor industriale;

— centre de cercetare și de dezvoltare, fiecare mare grup industrial trebuie să dispună de un astfel de centru;

— birouri centralizate de studiu al construcțiilor, de proiecte și de tehnologii;

— întreprinderi experimentale pe lîngă întreprinderi industriale și institute de cercetare (70 din aceste întreprinderi funcționează deja).

Mai mult, în întreprinderile de mică importanță se găsește serviciul constructorului șef (inginerului șef) care grupează: birouri de studiu al construcțiilor și tehnologiilor, laboratoare, ateliere de prototipuri, posturi de probe și de măsurători etc.

Aproximativ 15–20% din potențialul institutelor industriale sînt consacrate cercetările ce privesc studiile tehnice generale pentru cerințele industriei.

Restul este dedicat lucrărilor de dezvoltare, cercetărilor de mare întindere care privesc spre viitor și studiilor de construcții și tehnologii. Institutele coordonează în plus lucrările celorlalte centre de cercetare care lucrează în sectorul lor. Ele formează și perfecționează cadre pentru industrie, ajută cu sfaturile și expertizele lor uniunile industriale, întreprinderile, ministerele și adună informațiile științifice și tehnice relative la domeniul lor de specializare.

Una dintre tendințele primordiale ale institutelor o formează întărirea întreprinderilor experimentale însărcinate cu executarea prototipurilor și a producției de eșantioanre în vederea pregătirii liniilor tehnologice pentru fabricarea industrială în serie mare. În ultimul timp, institutele creează în mod egal grupuri de studiu specializate însărcinate cu lucrări concrete pentru industrie. Aceste grupuri cuprind cercetători din institute, din şcolile tehnice superioare (politehnice) ca şi ingineri din industrie.

În prezent, institutele concentrează cea mai mare parte a efectivelor ştiinţifice ale industriei noastre. Cadrul limitat al acestui articol obligă să alegem puţin la întîmplare realizările acestor grupuri în diferite ramuri. Semnalăm deci :

— procedeul de realizare a unei piese metalice cu ajutorul matriţei a cărui licenţă a fost vîndută la numeroase societăţi străine ;

— procedeul de fabricare prin rularea burghiurilor cu metale ;

— studiul şi lansarea în fabricaţie a unei noi familii de combine BIZON, adaptabile la toate cerealele, plantele verzi etc. ;

— elaborarea şi producţia noilor oţeluri rapide ;

— procedeul de asamblare a pieselor de maşini ţinînd seamă de fenomenele de frecare ;

— nichelarea electrolitică a pieselor şi elementele de maşini ;

— studiul fenomenelor de electroeroziune şi construcţia maşinilor pentru prelucrarea metalelor prin electroeroziune etc.

Acestea nu sînt decît cîteva exemple din realizările recente ale institutelor noastre, care arată în acelaşi timp mari posibilităţi.

Centrele de cercetare şi de dezvoltare — ca şi institutele — la formarea de cadre de rezervă pentru industrie şi a personalului de cercetare. Dar obiectivul principal îl constituie desfăşurarea completă a lucrărilor, de la prima idee pînă la lansarea în producţie, trecînd prin studii asupra modelelor, construirea prototipurilor, probe şi verificări, studiul tehnologiilor noi etc. După cum s-a spus, fiecare mare grup va dispune de un astfel de centru de cercetare şi de dezvoltare.

Vom cita, cu titlu de exemplu, cîteva rezultate ale lucrărilor acestor centre :

— studiul şi lansarea unei noi familii de materiale de construcţie moderne : buldozere, screpere, maşini de încărcat, macarale lifturi ;

— studiul şi construcţia planoarelor de mare performanţă, din tipurile ORION, JANTAR şi KOBRA 15, a căror reputaţie mondială este bine stabilită ;

— studiul şi lansarea unei noi familii de camioane cu sarcini utile medii, cum şi a vehiculelor derivate ;

— studiul şi lansarea fabricării de echipamente periferice pentru calculatoare etc.

Rapida expansiune a industriei noastre pune în mod larg la contribuţie potenţialul birourilor centralizate de studiu al construcţiilor, al proiectelor şi al tehnologiilor. Tradiţia, experienţa, înalta calificare, excelenta organizare a muncii, îndrăzneala creatoare şi intuiţia — acestea sînt principalele calităţi ale cercetătorilor şi tehnicienilor acestor birouri.

Întreprinderile experimentale grupează 25% din efectivele de cercetare ale industriei noastre. Aceste întreprinderi dispun de un personal foarte specializat. Printre alte sarcini fundamentale cităm : studiul tehnologiilor, automatizarea lucrărilor tehnice şi a producţiei, perfecţionarea şi modernizarea construcţiilor începute şi evoluţia produselor fabricate sub licenţă, responsabilitatea pentru calitatea produselor, soluţionarea problemelor puse grupurilor create ad-hoc pentru studiul cazurilor concrete.

Efectivele centrelor de cercetare şi de dezvoltare prezentate mai sus depăşesc 92000 de persoane, ceea ce constituie 15% din efectivele totale ale industriei noastre.

Este deci vorba de o adevărată armată, formată din oameni cu înaltă calificare, bine pregătiţi pentru sarcinile lor, cu spiritul deschis spre viitor. Ei garantează modernizarea dezvoltării industriale din Polonia în anii ce vor urma.

Pentru fiecare membru al acestor cadre de cercetare se numără în medie şase muncitori ştiinţifici auxiliari. Aceştia — ingineri şi economişti — sînt în număr de peste 18000. Trebuie de adăugat la aceasta vreo 4000 de tehnicieni diplomaţi şi aproximativ 25000 de muncitori specializaţi care au efectuat un stagiu lung. În fine, 9000 de persoane formează personalul auxiliar afectat administraţiei şi serviciilor.

Cooperarea industriilor de construcţie mecanică din R.P.P. şi R.S.R

Potrivit termenelor acordului pe mai mulţi ani, schimburile de produse ale industriilor electromecanice poloneze şi româneşti, ar trebui să atingă în medie 50 de milioane de ruble pentru fiecare dintre părţi în anii 1966—1970. Cifra atinsă a fost efectiv de aproximativ 67 milioane de ruble pentru fiecare dintre părţi. Prevederile sînt de aproximativ 116 milioane pentru anii 1971—1975 şi de 232 milioane de ruble pentru fiecare dintre cele două părţi în anii 1976—1980. Atît rezultatele obţinute cît şi prevederile demonstrează un ritm important de progres. Acesta este însoţit de începuturi promiţătoare în specializarea industrială şi în diviziunea muncii între industriile noastre. Dar, după părerea noastră, progresele în acest domeniu sînt prea lente în raport cu cele spectaculoase ale celor două industrii.

Polonia exporta în România anumite materiale de construcţie, maşini-unelte specializate, motoare diesel, avioane, maşini textile, maşini şi aparate electrice, materiale electronice de larg consum (radio, magnetofoane etc.), automobile, tractoare cu roţi, aparate de măsură şi control, echipamente periferice pentru calculatoare, precum şi echipamente tehnologice, rulmenţi, cabluri şi maşini electrice de cusut. România furnizează Poloniei cilindri compresori şi screpere, camioane şi şasiuri pentru vehicule, maşini-unelte specializate, material, electrotehnic pentru curenţii tari, rulmenţi utilaje, piese forjate din oţel, piese mulate din fontă, aparate de măsură şi control, calculatoare electromecanice, produse ale industriei electronice, anumite tipuri de cabluri şi de utilaje electrice.

O problemă căreia îi acordăm atenţie este aceea a măsurilor practice care să aducă la stabilirea legăturilor de cooperare industrială între industriile celor două ţări. Această cooperare ar putea şi ar trebui să aibă ca ţintă materialele de construcţie şi de lucrări publice, tractoarele şi maşinile agricole, produsele industriale de automobile, automatica industrială — pentru a nu cita decît exemplele principale. Ne-am putea gîndi, de asemenea la investiţiile comune care vizează expansiunea industriilor noastre, la înfiinţarea de întreprinderi comune, la coordonarea muncii şi a gestiunii acestor întreprinderi.

Produsele industriei electromecanice române se bucură de o excelentă opinie a cumpărătorilor polonezi (de asemenea şi a celor ce le folosesc) şi, după cum ştim, la fel în toate ţările importatoare. Construcţia electromecanică poloneză se arată de asemenea din ce în ce mai competitivă în concurenţa pe pieţele occidentale. Există deci o bază a încrederii mutuale şi o încurajare la o cooperare intensă pentru dezvoltarea, perfecţionarea, producţia, vînzarea şi serviciile după vînzare. Se pare că este posibil să afirmăm că industriile noastre sînt pregătite pentru o specializare practică şi o colaborare economică lărgită.

Înainte de a termina aş vrea să adaug că industria electromecanică poloneză este perfect conştientă că, cheltuielile afectate cadrelor şi echipamentului lor centralelor de cercetare constituie un factor primordial al progresului tehnic. Progresul în acest sens este net accelerat în ultimul timp şi cheltuielile în acest domeniu depăşesc deja 15% din totalul investiţiilor noastre industriale. Cercetarea ca şi lucrările de dezvoltare oferă şi ele un teren pentru colaborarea între industriile noastre prietene.

◆

CZ 621.65 :664.12.03

Pompe pentru industria zahărului şi pentru centralele de forţă şi termice

Ing. dipl. Wlodzimierz ONISZK
Ing. Stanislaw CHOLEWINSKI

În vastul program de fabricaţie al Uzinei de pompe din Varşovia (Warszawska Fabryka Pomp) se găsesc, de mulţi ani, materiale destinate industriei zahărului şi centralelor de forţă şi termice.

Experienţa dobîndită, prin studiu, în construcţia pompelor permite satisfacerea exigenţelor mereu crescînde ale acestui grup de beneficiari.

Perfecţionarea continuă a fabricării se bazează pe lucrările Biroului de studii al uzinei, care colaborează strîns cu diferite centre de cercetări, dintre care cităm în primul rînd Institutul pentru maşini rotodinamice al Şcolii politehnice din Lodz, Institutul pentru tehnica termică al Şcolii politehnice din Varşovia, Institutul pentru maşini hidraulice al Şcolii politehnice din Wroclaw şi Grupul de studii al fundaţiilor pentru electrotehnică al Şcolii superioare de ingineri din Bialystock.

Aceasta permite să se promoveze repede, în practica industrială, rezultatele lucrărilor de cercetare, privind în special studiul şi construcţia elementelor rotodinamice sau utilizarea unor aparate electronice pentru măsurarea forţelor longitudinale în pompe, a deformărilor şi a constrîngerilor interne în corpurile pompelor, a amplitudinii vibraţiilor elementelor portative, a nivelului zgomotelor produse de grupurile de pompe etc. Toate acestea interesează totalitatea uzinelor producătoare de pompe industriale, al căror nivel tehnic este astfel continuu îmbunătăţit.

Constructorii uzinei WFP se străduiesc aşadar, în principiu să confrunte propriile lor realizări cu soluţiile celor mai renumite firme din lume şi să studieze proprietăţile hidraulice ale modelelor şi ale prototipurilor de pompe. Uzina dispune de un vast post pentru încercări, care permite determinarea caracteristicilor energetice şi a fenomenelor de cavitaţie a pompelor care ating un debit pînă la 17.000 m^3/h. Se prevede chiar mărirea în curînd a acestei secţii.

Orientările judicios alese sînt confirmate de cererile crescînde de materiale WFP pe pieţele poloneză şi străine. Mai multe zeci de fabrici de zahăr, complet echipate, construite de către specialişti polonezi în diverse ţări au fost dotate cu pompe WFP.

Experienţa dobîndită pînă în prezent permite să se execute pompe adaptate celor mai diferite condiţii climatice şi de exploatare. Unul dintre avantajele cele mai importante ale pompelor WFP este fiabilitatea lor, siguranţa în timpul funcţionării şi uşurinţa conducerii şi întreţinerii lor. Aceste calităţi au fost confirmate în mod strălucit în fabricile de zahăr construite în Uniunea Sovietică, Cehoslovacia Irak, Iran, Maroc, Spania etc. Trebuie să mai specificăm că pompele WFP dau, de asemenea, satisfacţie deplină în fabricile de zahăr din Cuba, care, după cum se ştie, transformă în zahăr trestia de zahăr, şi nu sfecla,

Evoluţia tehnologiei de fabricare a zahărului face necesară instalarea unor unităţi de producţie mai importante, care necesită pompe mai puternice, mai sigure şi mai economice.

De aceea, pentru a face faţă acestor exigenţe. uzina a studiat tipul de pompă 40R95 pentru manipularea hidraulică a sfeclei, precum şi o serie normalizată de pompe orizontale tehnologice, cu un etaj.

Pompa 40R95 este destinată pentru a funcţiona în condiţiile grele care rezultă din aspirarea, o dată cu apa şi cu sfecla, a unor importante cantităţi de nisip, de pietriş şi de noroi, prima condiţie fiind — în acest timp — ca sfecla să nu fie avariată.

Această pompă asigură manipularea sfeclelor în fabricile de zahăr care transformă între 2.000 şi 5.000 t de rădăcini zilnic, înălţimea de ridicare putînd varia între 8 şi 26 m. Aceste exigenţe au făcut necesar să se recurgă la 7 viteze de rotaţie, de la 310 la 460 rot/ min. Pompa este antrenată de un motor electric cu inele, prin intermediul unei transmisii cu curele trapezoidale.

Viteza de rotaţie redusă, precum şi dimensiunile şi simplitatea ţevăriei, permit deplasarea uşoară a unor obiecte avînd un diametru maxim de 530 mm, numărul rădăcinilor de sfeclă avariate rămînînd foarte mic — mai mic de 2%.

Funcţionarea corectă a acestei pompe cere ca alimentarea ei să se facă cu apă curată, în cantitate de circa 10 m^3/h, pe cînd vechile pompe aveau nevoie de nu mai puţin de 96 m^3/h.

Randamentul pompei 40R95 a atins, la încercarea cu apă, 70%, indice foarte favorabil pentru o pompă de acest tip.

Pompele 40R95 instalate pînă în prezent în fabricile de zahăr sînt perfect satisfăcătoare faţă de cerinţele beneficiarilor.

Pompele tehnologice din seria T, cu arbore orizontal şi cu un singur etaj, sînt destinate refulării diferitelor lichide ca: apă curată, apă uşor impurificată, apă de mare, borhot, sirop de sfeclă, produse chimice etc. Principalele lor caracteristici în exploatare sînt următoarele:

— debitul (Q) 6 pînă la 500 m^3/h
— înălţimea de ridicare 5 pînă la 125 m

Pompele T pot fi executate, conform dorinţei beneficiarilor, din diferite materiale: fontă cenuşie sau sferoidală, oţel turnat cu carbon, oţeluri aliate turnate (rezistente la acizi).

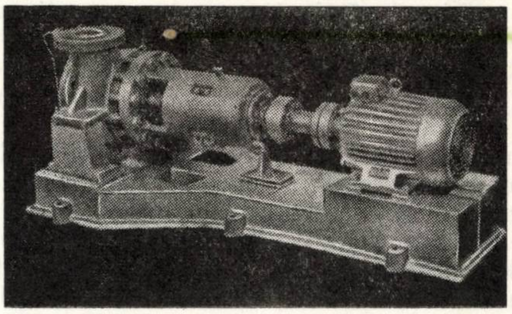


Fig. 1 Pompă tip C

Etanşeitatea axului principal la trecerile prin strangulări poate fi asigurată cu ajutorul unei garnituri flexibile sau prin garnituri mecanice, simple sau duble, de diferite tipuri. Utilizarea unui ambreiaj cu inserţie pentru distanţare permite să se demonstreze pompa fără a deplasa motorul sau a scoate ţevăria.

Seria T cuprinde pompe de 32 mărimi, repartizate în patru grupe normalizate şi unificate. Normalizarea şi unificarea pieselor uşurează considerabil fabricarea şi înlocuirea cu piese de schimb. Pompele T, uşoare şi eficiente, au o putere de aspiraţie ridicată, rezerva de cavitaţie impusă fiind foarte mică.

În scopul de a da posibilitatea refulării unor cantităţi mari de lichide pînă la o înălţime

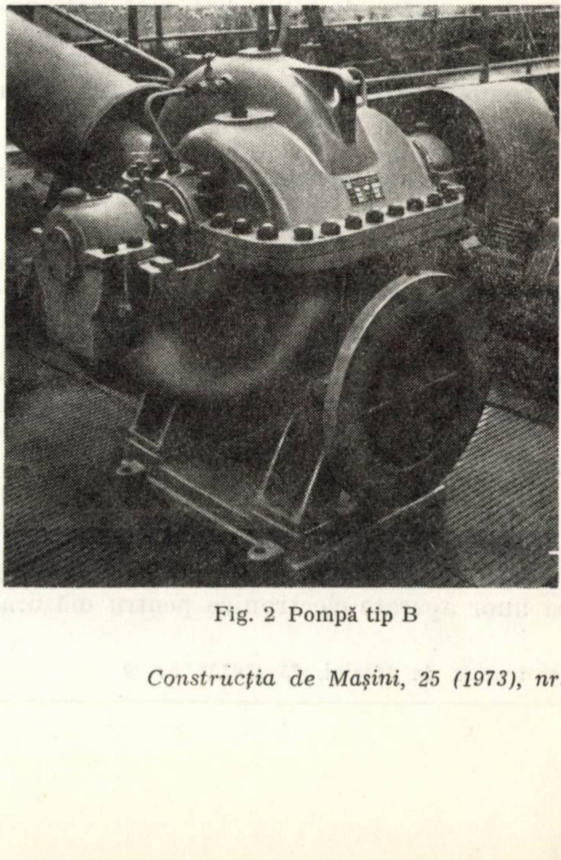


Fig. 2 Pompă tip B

considerabilă, uzina WFP mai construieşte pompe cu două intrări şi un singur etaj, de tipul B. Ele sînt destinate refulării diferitelor lichide : apă pură, apă uşor impurificată, apă de mare, sirop de sfeclă, produse chimice şi petroliere avînd o temperatură maximă de 150°C.

Progresele realizate în R.P. Polonă în domeniul încălzirii urbane au dus la o foarte largă utilizare a acestor pompe în reţelele de canalizare şi altele. Principalele lor caracteristici de exploatare sînt următoarele :

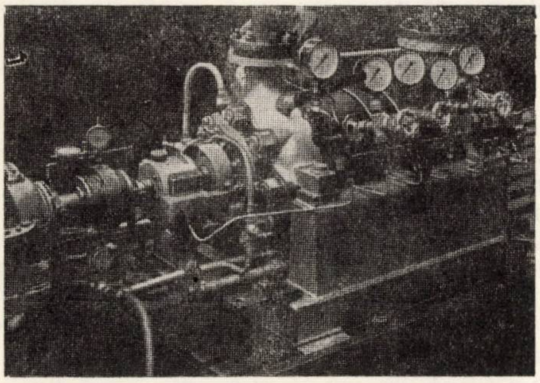


Fig. 3 Pompă 6Z17

— debitul 250 pînă la 9.000 m^3/h
— înălţimea de ridicare 8 pînă la 130 m

Pompele de tip B pot fi executate, la cerere, din diferite materiale ca : fontă cenuşie sau modificată, oţeluri turnate cu carbon sau aliate, precum şi în diferite variante : cu ax orizontal sau vertical.

Etanşeitatea axului, la trecerea prin strangulări, poate fi asigurată prin garnituri suple sau mecanice.

Seria B cuprinde 28 de mărimi de pompe, repartizate în 5 grupe normalizate şi unificate. Trebuie să subliniem construcţia lor compactă, siguranţa în funcţionare şi marea lor eficacitate.

Unele fabrici de zahăr şi alte mari întreprinderi industriale, şi anume cele metalurgice, dispun de propriile lor centrale termice. Pentru a satisface cerinţele acestora, uzina WFP a conceput pompa de alimentare 6Z17 care este destinată refulării apei pure la 150°C temperatură maximă.

Pompa 6Z17 este multicelulară, numărul maxim de paliere fiind 11. Tubulaturile de aspiraţie şi de refulare sînt îndreptate în sus. Forţa axială este echilibrată hidraulic. Rotorul are două viteze de rotaţie : 3.000 şi 5.000 rot/min. Viteza a doua este obţinută cu ajutorul unui angrenaj Flender-Bocholt (R.F.G.), cu un raport de 1 : 1,7.

Grupul de pompare mai cuprinde un radiator de ulei cu filtru, o pompă de ulei , un motor de antrenare şi aparatele de măsură şi control. Ungerea transmisiei şi a lagărelor pompei este asigurată de un sistem comun de ungere. Pentru a mări securitatea în funcţionare, un contactor manometric indică presiunea uleiului în circuitul de ungere. Contactele sale sînt conectate pe motorul principal. Scăderea presiunii uleiului în circuit aduce cu sine oprirea motorului şi a pompei sau împiedică pornirea lor.

O supapă de debit minim interzice totodată funcţionarea pompei la un debit prea scăzut.

Caracteristicile nominale ale pompei 6Z17 sînt următoarele :

— debitul 40 m^3/h,
— înălţimea de ridicare 100 m pe fiecare palier.

Trebuie să mai remarcăm puterea de aspiraţie mare, viteza specifică de cavitaţie fiind egală cu 210, valoare pe care literatura de specialitate o consideră ca foarte avantajoasă şi care se poate obţine numai datorită unei construcţii speciale.

Generalizarea noilor pompe depinde în mare măsură de beneficiari. Industria zahărului, care posedă o lungă tradiţie, nu acceptă decît cu multă circumspecţie toate noutăţile. Dar avantajele care rezultă din utilizarea pompelor de construcţie perfecţionată sînt atît de evidente (gabarit şi greutate reduse, randament ridicat, securitatea în exploatare) încît ele constituie din ce în ce mai mult echipamentul vechilor fabrici de zahăr şi al celor noi. Aceasta fiind şi în acest domeniu, ca şi în toate celelalte, se urmăreşte ritmul progresului tehnic.

◆

CZ 629.124:001.891

"Profesor Siedlicki" — navă laborator

Jack PANKIEWICZ

Producţia vegetală anuală a mărilor şi oceanelor se evaluează la aproximativ 130 miliarde de tone. În 1967, produsul pescuitului mondial — peşti, crustacee şi moluşte — n-a depăşit 60.500.000 tone, adică mai puţin de 0,05% din producţia vegetală. Nu s-ar putea deduce, totuşi, din aceasta, ca volumul pescuitului maritim să crească în aceste proporţii. Aceste date se referă în special în apele continentale. La ora actuală, produsul pescuitului mondial creşte cu aproximativ 6% pe an. Dacă acest ritm se menţine el va fi deci, dublat în următorii 12—15 ani şi împătrit în 25—30 de ani. Şi dacă se mărginesc la speciile pescuite astăzi, maximumul posibil va fi atins curînd.

Metodele folosite actualmente nu permit, deci, decît un progres relativ lent şi neglijabil faţă de necesităţi. Trebuie exploatate mai mult celelalte resurse ale mărilor şi oceanelor şi deci, de pescuit speciile de peşte, moluşte şi crustacee mai puţin cunoscute, pînă acum.

Numeroşi specialişti se ocupă de evaluarea ritmului de dezvoltare a pescuitului maritim pentru următorii 10 ani. Evaluările variază între 100.000.000 şi 250.000.000 tone de peşte pe an. Ţinînd cont de dificultăţile tehnice şi economice pe care le pune intensificarea pescuitului şi de asemenea starea actuală a echipamentelor de pescuit şi de transformatoare a peştelui, majoritatea previziunilor se mărginesc la cifre inferioare, adică la aproximativ 100.000.000 tone pe an.

Se pune totuşi întrebarea unde şi cum să se pescuiască cu ajutorul căror metode şi a cărui material.

Este evident că ştiinţa şi tehnica trebuie să ajute aici pescuitul maritim.

Vasele trebuie să fie dotate cu cele mai moderne aparate pentru navigaţie, sondaj, reperarea bancurilor de peşte etc. Radarul şi sistemele decca şi loran permit navigaţia fără vizibilitate şi deci menţinerea flotilelor în apele bogate în peşte. Aparatele de detecţie submarine dezvăluie fundul oceanului şi prezenţa bancurilor de peşti; fără aceste aparate pescuitul modern este de neconceput. În sfîrşit, diferitele tipuri de sondaje cu ultrasunet magnetou-gîtuire, permit detectarea precisă a peştelui şi controlul echipamentelor de pescuit.

În apele bogate în peşte, flotele de pescuit sînt din ce în ce mai mult restrînse, pescăriile tradiţionale supraexploatate îşi văd resursele diminuînd vertiginos în timp ce apar numeroase restricţii: contingentele fixe pentru anumite ape, lărgirea apelor tradiţionale etc. Pentru ca noile investiţii să fie rentabile, trebuie deci de explorat noi regiuni şi de pescuit specii pînă acum ignorate sau neglijate.

Pescuitul la mari adîncimi, care nu este decît la începuturile sale, oferă asemenea posibilităţi. Este totuşi, puţin timp, traulerele moderne nu pescuiesc dincolo de 500 sau 600 m. adîncime. În lumea întreagă se studiază deja posibilităţile de pescuit pînă la 1200 m adîncime şi primele probe practice, pe scară largă, sînt foarte promiţătoare.

Tocmai datorită acestor cercetări s-au găsit, în nordul Islandei, între 500 şi 1000 m adîncime, bancuri importante de gadidés şi specii de cambule albastre. Vara şi toamna se poate obţine aici o mare cantitate de peşte datorită faptului că în aceste perioade apele sînt mai puţin frecventate. Desigur, pescuitul la mari adîncimi necesită adoptarea echipamentelor, în special a scafandrilor şi creşterea rezistenţei lor la adîncimile şi presiunile mărite.

O realizare în acest domeniu îl constituie pescuitul cu năvod electric. Randamentul lui este de 30—60% superior năvodului de pescuit obişnuit.

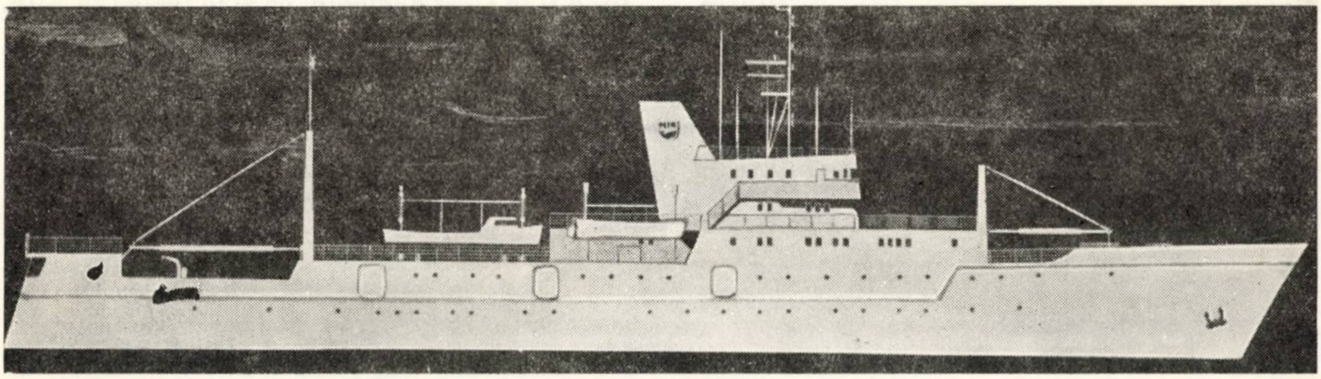


Fig. 1

Institutul de pescuit maritim polonez colaborează în studiul și aplicarea de noi procedee și echipamente de pescuit cu institutele corespunzătoare din U.R.S.S. și din R.D.G. pe baza acordului de cooperare tehnică și științifică la care participă în mod egal România și Bulgaria.

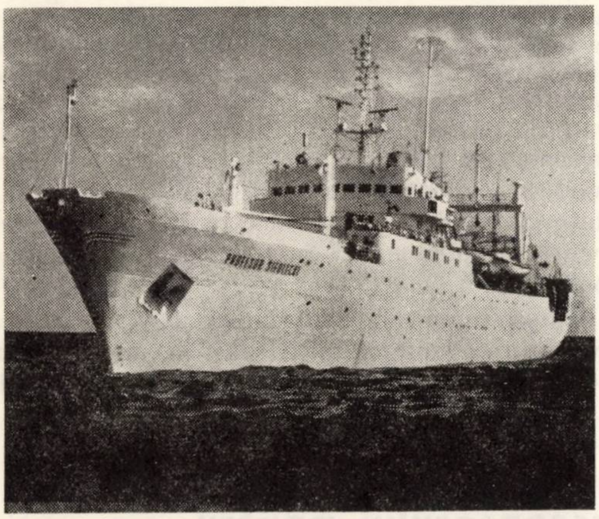


Fig. 2

Ocupînd un loc printre primii constructori mondiali de nave de pescuit Polonia dă o contribuție importantă la aceste cercetări, în special prin construcția la șantierul naval din Gdansk — a unei nave oceanografice, denumită ,,Profesor Siedlecki''.

Este rezultatul unui acord internațional în cadrul căruia Polonia s-a angajat să construiască o navă oceanografică și un laborator terestru și să le doteze cu un personal de înaltă calificare; ONU — prin intermediul OAA (FAO) — luînd în contul său echipamentul navei și a laboratorului cu aparate științifice și formarea specialiștilor polonezi în țară cît și în străinătate.

Cel mai mare dintre șantierele navale poloneze a construit deci, o navă oceanografică, unică în genul ei, a cărei dotări și echipamente au în majoritate un caracter de prototip, concepute pentru cercetări foarte complexe despre pescuitul în larg: ihtiologia și biologia regnului marin, tehnici de pescuit, detectarea peștelui, tehnologii de conservare și de transformare a produsului de pescuit, hidrochimie, biochimie și fiziologie, studiul planctonului, a necton și a bentasului, hidrocausică, meteorologie. Mai multe aparate instalate la bord vor permite, de asemenea, realizarea de cercetări speciale, comandate de construcția navală, despre probleme ca următoarele: vibrații și zgomote, rezistența structurilor, dinamica, energetica, tehnologia materialelor, coroziune etc.

Una dintre problemele principale de rezolvat era eliminarea vibrațiilor și zgomotelor susceptibile de a tulbura lucrările de cercetare și de a falsifica rezultatele. De aceea toate grupele electrogene sînt așezate pe o placă de bază comună, situată într-o cameră insonorizată și fixată plastic. Motoarele sînt de asemeni fixate pe tălpige elastice. Uzina de făină de pește este amenajată pe un cadru special elastic alipită la pupă.

La bord se găsesc 26 de laboratoare cu pardosele flotante și săli de studiu, sursa unui torent de informații care va alimenta centrul de înregistrare și de tratare a datelor, dotat cu un ordinator.

Principalele caracteristici ale acestei nave, prevăzută pentru a naviga pe toate latitudinile, sînt următoarele:

— lungimea totală 90 m; lățimea 15 m; înălțimea 9,10 m; pescaj 5,30 m; încărcătura 150 t; capacitatea 3000 BRT; puterea motorului 2300 CP; viteza de croazieră 14 noduri; autonomia 16000 mile sau 80 de zile; echipaj 52 de oameni; efective îmbarcate 35 pasageri/cercetători.

În afară de decca și loranul tradiționale, ,,Profesor Siedlecki'' este dotat cu sistemul Omega, cel mai perfecționat, care permite cercetarea punctului instantaneu cu o precizie extremă, ceea ce este de o mare importanță pentru stabilirea hărților și a previziunilor de pescuit.

Una dintre misiunile cele mai importante ale acestui laborator plutitor este detectarea și determinarea exactă a dimensiunii bancurilor de pește. În acest fel este dotată cu 7 solduri cu ultrasunete: 2 orizontali, 4 verticali și 1 năvod. Două bărci de pescuit automotoare sînt arimate pe pod. Hublouri permit observarea vieții submarine.

Astfel, sînt reunite toate condițiile pentru studiul aprofundat al diverselor specii de pește, a ecologiei lor, a obiceiurilor lor, a valorilor lor nutritive, a aptitudinilor lor la transformare etc.

Rezultatele obținute vor permite precizarea evoluției necesare a echipamentelor de pescuit și a tratării produselor sale.

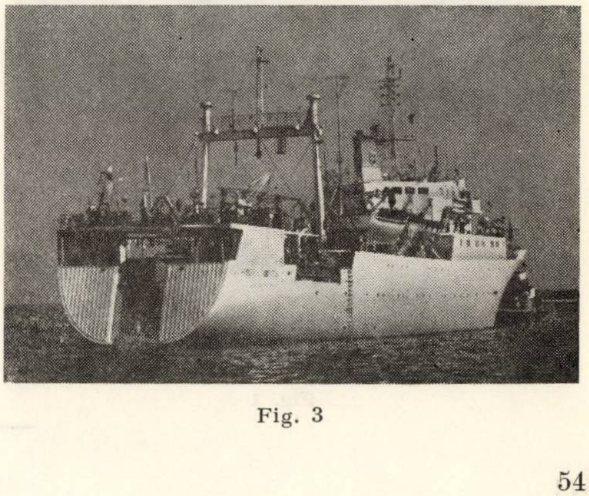


Fig. 3

Semnalăm clădirea ce este dotată cu 2 trolii de năvod de 8 tone fiecare, comandate pornind de la pasarelă sau de la un post special, cu un troliu de reurcare de 40 tone şi din 10 troliuri uşoare pentru necesităţile cercetărilor. Echipamentul permite pescuitul cu năvod circular (turnant), cu năvod electric şi cu pompă aspirantă. „Profesor Siedlecki" va continua timp de doi ani cercetări potrivit programului stabilit de FAO, mai întîi în Atlanticul de nord, în vecinătatea Africii, şi apoi în Patagonia sau în Oceanul Indian. El va ajuta considerabil la rezolvarea problemei unde şi cum să se pescuiască, ce noi procedee să fie folosite pentru a exploata mai bine bogăţiile mărilor şi oceanelor, cum să fie înlăturat spectrul foamei care, din nefericire ameninţă o bună parte a omenirii.

Proiectul acestui vas oceanografic a fost studiat de ing. Wlodzimierz Piltz, constructor principal al Centrului de studiu a construcţiei navale (COKB) din GDANSK. Construcţia sa a fost condusă de ing. Daniel Czekaj.

În septembrie trecut, în timpul croazierei — numită de calibrare, „Profesor Siedlecki" a acostat la Alerdeen în Scoţia, în ajunul inaugurării marii expoziţii internaţionale consacrată pescuitului în largul mării. În loc să plece, aşa cum era prevăzut, a doua zi, nava a rămas la chei, trezind un puternic interes atît printre specialiştii de construcţii navale cît şi printre armatori. Opinia generală l-a consacrat imediat ca fiind partea cea mai interesantă a expoziţiei, aceasta nu numai datorită construcţiei sale moderne, opera unui şantier polonez, dar şi datorită echipamentelor electronice şi ştiinţifice, pentru o bună parte de asemeni de fabricaţie poloneză.

După ce şi-a terminat croaziera în Marea Nordului „Profesor Siedlecki" a luat drumul — pentru patru luni — Atlanticul de Sud.

◆

CZ 621.876.113

Noua variantă constructivă a ascensorului pentru sarcini grele ZREMB tip GNIEZNO — 1510

Industria poloneză a materialelor de construcţii pentru clădiri fabrică de mai mulţi ani mijloace de transport vertical după licenţa societăţii suedeze ALIMAK. Începînd din anul 1968, două modele de ascensoare pentru sarcini grele — Gniezno—10 şi Gniezno—2000 — echivalente cu modelele „Solo" şi „Duet" fabricate de ALIMAK, au dovedit calităţi tehnice, constructive şi practice care le situează în fruntea progresului mondial în acest domeniu.

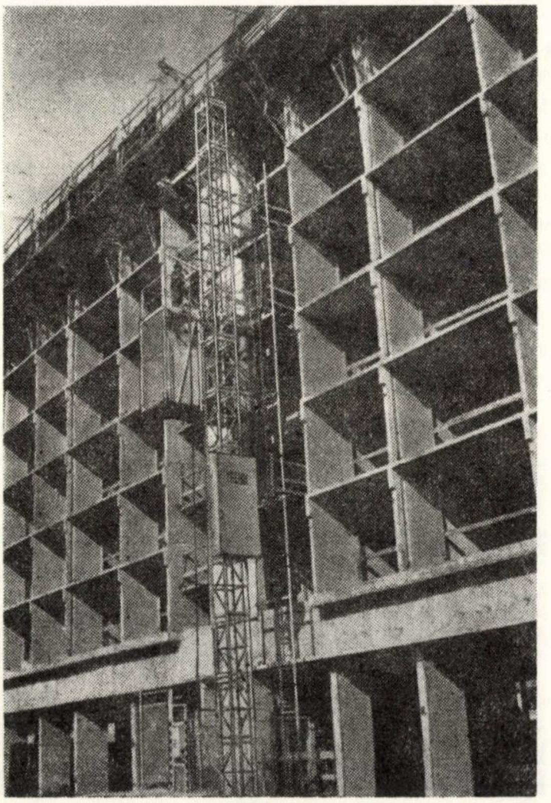


Fig. 1

Mai tîrziu, două noi modele s-au adăugat primelor tipuri, şi anume ascensoarele pentru sarcini grele Gniezno—300 şi Gniezno—1300.

Actualmente şi-a făcut apariţia un nou model din această serie. El reprezintă un progres şi, pe lîngă calităţile predecesorilor lui, el a fost dotat cu multe perfecţionări.

Ca şi celelalte modele, Gnezno — 1510 este destinat transportului vertical al materialelor şi al persoanelor în şantierele de construcţii, de locuinţe şi de clădiri industriale.

Faţă de construcţiile precedente, el se caracterizează printr-o putere de ridicare mărită, o securitate în timpul funcţionării mai mare şi o deservire mai uşoară.

Caracteristici tehnice : Capacitatea de ridicare 1.500 kg sau 18 persoane, capacitatea de ridicare a materialelor speciale (maşini) 1.000 kg, înălţimea de ridicare maximă 100 m, dimensiunile cabinei lungimea × lăţimea × înălţimea 3,0 × 1,3 × 2,7 m, greutatea 1200 kg, puterea motoarelor 2 × 9 kW, înălţimea de ridicare admisă fără ancoraj 12 m, viteza de ridicare 0,65 m/s, contragreutatea 800 kg, greutatea ascensorului pentru 100 m înălţime a catargului 16000 kg.

W.F.

CZ 621.91 – 523.8

Maşini-unelte cu comandă numerică

Ing. Henryk OGRODONSKI — Biroul central de cercetare a maşinilor unelte/CBKO/Pruszkón

Maşinile unelte cu comandă numerică create de Biroul central de cercetare a maşinilor-unelte folosesc soluţiile cele mai noi în ce priveşte organele şi grupurile de antrenare hidraulică, antrenările electrice cu comandă prin circuite cu tiristori, antrenări electrice cu cutii de ambreiaj. Comenzile puse în discuţie asigură, prin intermediul sistemului şurub-piuliţă cu rulment, deplasările organelor de lucru ale maşinilor-unelte.

Organele menţionate, ca şi diferitele tipuri de maşini-unelte cu comandă numerică, sînt fabricate de întreprinderi speciale. În acest caz se poate asigura calitatea ridicată a fabricaţiilor şi se poate urmări perfecţionarea sistematică a construcţiilor existente.

Folosirea economică a maşinilor-unelte cu comandă numerică necesită existenţa unui grup asociat de maşini printre care : strung, maşină de găurit, freză şi maşină de alezat — freză. Compoziţia acestui grup de maşini poate, evident, varia cu necesităţile fabricaţiei. Anumite maşini pot fi dotate cu magazine de utilaje cu dispozitiv de alimentare automată.

Sistemele de comandă numerică sînt în dotarea următoarelor strunguri de fabricaţie poloneză : strung paralel TPD 5 ON cu cap cu 4 utilaje, cu axul orizontal; strung cu platou TR 7 OCN, cu turelă revolver cu 4 poziţii, cu axul vertical ; strung cu mandrină TZC 32 N cu turelă revolver cu 6 poziţii pentru lucru.

Se lansează fabricarea (plecînd de la elementele unificate) unui strung paralel cu mandrină TXA 5 ON dotat cu două turele portcuţite ; o turelă oblică cu 8 poziţii pentru prelucrarea exterioară şi o turelă cu 4 sau cu 6 poziţii pentru prelucrarea interioară (găurire alezaj). Apoi urmează strungul vertical KCH 16 ON cu un cadru, cu car unic, turelă revolver cu 5 poziţii.

Strungul cu mandrină TZC 32 N este prevăzut pentru funcţionarea cu un sistem de comandă numerică continuă NUMEROBLOK. El este destinat în special pentru prelucrarea obiectivelor cu geometrie complexă care prezintă, de exemplu, suprafeţe conice şi sferice, fabricate în serii mici şi mijlocii. Strungul permite la un singur reglaj prelucrarea suprafeţelor externe şi interne.

Un exemplu dintre posibilităţile strungului TZC 31 N este prelucrarea completă în două reglaje dintr-un corp de mandrină de strung. Figura 1 reprezintă una dintre operaţii şi schema curselor utilajului, cu ocazia prelucrării corpului de mandrină de strung.

Programul de comandă adecvat a mişcărilor carului şi a turelelor port-cuţite cu 4,6 sau 8 poziţii, permite o serie de prelucrări în care fiecare utilaj poate fi folosit de mai multe ori pentru montarea suprafeţelor, ca şi pentru trecerile multiple.

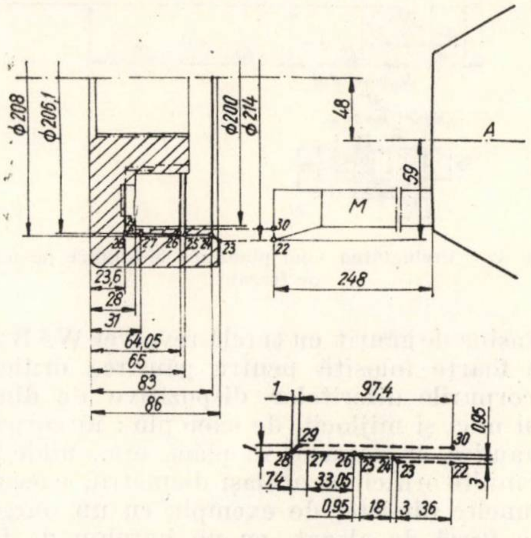


Fig. 1 — Schema înaintării uneltelor M, montată pe turela revolver A, în prelucrarea pe TZC 32 N — unui corp de mandrină 22 . . . 30 — puncte care caracterizează înaintarea uneltei

Comanda numerică înlătură necesitatea de a executa calibre de precizie şi reglaje. Justificarea economică a acestui procedeu o constituie fabricaţiile unitare şi mică serie.

În grupul maşinilor de găurit, avem maşina WAB 25 N cu turelă revolver cu 6 poziţii, urmează maşina de găurit NKE 4 ON cu broşă unică şi maşina de găurit WAE 4 ON cu broşă mică şi maşina de găurit WAE 4 ON cu turelă revolver cu 6 poziţii.

Toate maşinile de găurit sînt coordonate de un sistem de comandă numeric punct cu punct FOTOSTER.

Maşina de găurit WAB 25 M poate în mod egal, să fie dotată şi cu alte sisteme de comandă numerică. Astfel, există un tip de maşini de găurit WAB 25 N dotat cu sistemul de comandă AXIAMATIC al societăţii AEI.

Maşina de găurit cu turelă revolver WAB 25 N permite executarea operaţiilor următoare : centraj, alezaj, filetare. Dimensiunile mesei aşezată cruciş sînt : 800 × 400 mm. Diametrul maxim de găurire pentru oţel Rr = 60 kg/mm², este de 25 mm.

Uşurinţa de înlocuire a utilajului pentru trecerea la prelucrarea unei noi piese şi prelucrarea automată a pieselor cu găuri multe, permite evitarea folosirii dispozitivelor de găurire costisitoare şi înlătură piesele aruncate din cauza greşelilor operatorului.

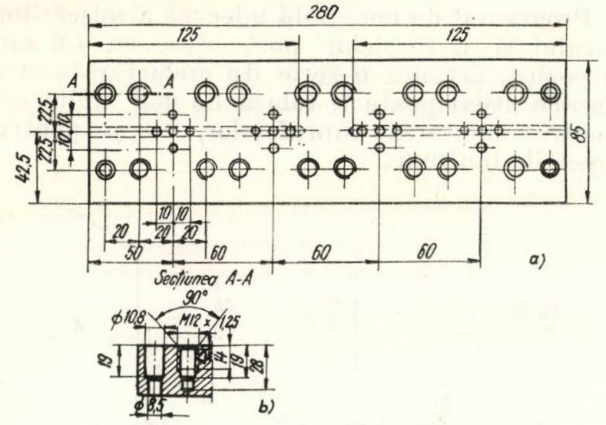


Fig. 2 — Prelucrarea unei planşaibe hidraulice pe maşina de frezat

Maşina de găurit cu turelă revolver WAB 25 N este foarte folosită pentru găurirea orificiilor în corpurile diferitelor dispozitive de dimensiuni mici şi mijlocii, de exemplu : în corpurile hidraulice, în capace, în plăci, etc., unde sînt mai multe orificii cu acelaşi diametru, executate de unelte diferite, de exemplu cu un burghiu, cu o freză de alezat, cu un burghiu de filet. Toate orificiile de pe o suprafaţă sînt executate dintr-un singur reglaj figura 2. Diferitele comenzi ale mesei cuprind circuitul de măsură a poziţiei libere, de unde şi o precizie de prelucrare ridicată ($\pm$ 0,025 mm).

Din grupul de maşini de alezat-maşini de frezat cu comandă numerică, producem maşini de alezat-maşini de frezat WFE100 AIN alte maşini de alezat şi frezat vor fi fabricate : AD 100 N, AD 115 N şi AD 125 N numerele indică diametrul broşelor în mm, cu sistem de comandă numerică construit sub licenţă CERUTI.

Maşinile de alezat — maşinile de frezat WFE 100 AN permit executarea diferitelor operaţii de schiţare şi de finisare în corpurile maşinilor complexe : frezaj cu capete, frezaj cu maşini de frezat cu doi dinţi, găurire, alezaj, filetare. Maşinile de alezaj — maşinile de frezat WFE sînt dotate cu sisteme de comandă numerică FOTOSTER sau de provenienţă străină.

În grupul maşinilor de frezare cu comandă numerică, maşina de frezat cu banc fix FEA 63N cu 2 broşe, este în fabricaţia curentă. Ea este destinată, între altele, prelucrării începuturilor de turbină cu vapori Bauman.

Producţia altor tipuri de maşini de frezare cu banc FZF 40 N, cu masa aşezată cruciş, este în curs de lansare.

Maşina de frezare FZF 40 N (figura 3) este destinată producţiei unitare sau în serie mică. Gama largă a reglajului de viteze a forţei motrice a maşinii de frezare permite alegerea condiţiilor optime pentru prelucrare. Sistemul centralizat de gresaj asigură evacuarea căldurii şi o funcţionare normală a diferitelor mecanisme ale maşinii.

Sistemul de comandă numerică a maşinii de frezat este un sistem de comandă prin FOTOSTER, care permite lucrul urmînd liniile drepte cu branşament de secvenţă a înaintărilor potrivit coordonatelor, în ciclu semiautomat complet după un program înregistrat pe o bandă perforată.

Programul conţine toate informaţiile relative ale tipurilor şi direcţiilor înaintărilor, în ordinea selecţiei valorilor coordonatelor x, y, z, ca şi la întoarcerea piesei la poziţia de plecare şi la oprirea maşinii, la sfîrşitul ciclului de prelucrare.

Lucrul maşinii de frezare FZT 40 N, cu sistemul de comandă numeric FOTOSTER se rezumă la : fixarea uneltei în broşă şi a piesei pe masa maşinii de frezat, selecţia vitezei broşei, a înaintărilor masei şi reglajul pornirii prelucrării, pornirea.

Trecerea la piesa următoare se raportează la înlocuirea piesei de pe masă, şi la punerea la zero a sistemului.

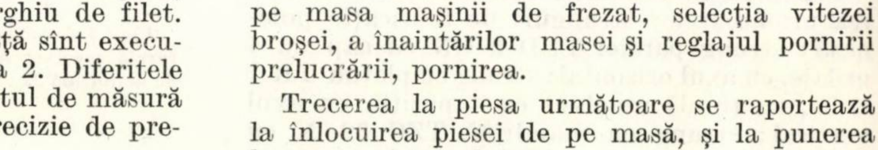


Fig. 3 — Maşina de frezat cu banc TFF 4 ON, cu masă încrucişată.

Toate butoanele şi întrerupătoarele necesare comenzii diferitelor operaţii a maşinii-unelte şi a ciclului de lucru sînt reunite pe panoul din faţa pupitrului de comandă agăţat în poziţie verticală, accesibil de la fiecare post de lucru. Chiar aceste elemente se află în mod egal, pe pupitrul dulapului de comandă a sistemului FOTOSTER.

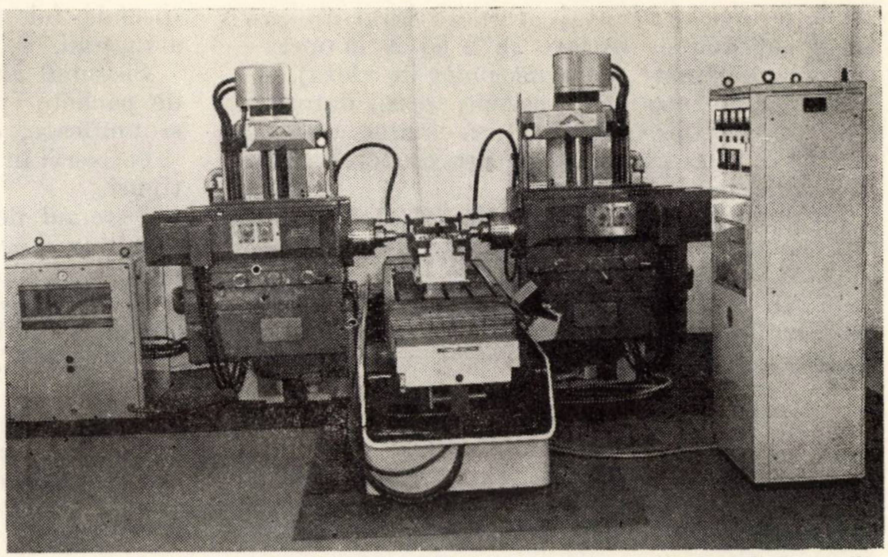


Fig. 4 — Maşină de frezat cu banc fix FEA 63 N pentru prelucrarea începuturilor de turbine.

Maşina de frezare FZTHON se caracterizează prin marea sa rigiditate, gama largă de reglaj a diferiţilor parametri, alegerea judicioasă a puterii motorului de antrenare, exploatarea lesnicioasă şi construcţia cu minuţiozitate concepută în vederea asigurării randamentului maxim al postului de lucru. Dimensiunile utile ale mesei sînt : 400 × 1600 mm.

Maşina de frezat cu banc fix FEA 63 N (fig. 4), cu sistem de comandă numeric NUMEROBLOK, este o maşină specializată, destinată prelucrării a două feţe a începuturilor de turbine cu geometrie complexă.

Prelucrarea pieselor cu trei dimensiuni cu freze cu doi dinţi dă rezultate analoge cu acelea obţinute prin prelucrarea obişnuită.

Piesele sînt fixate pe o masă anterioară printr-un şurub conducător cu rulmenţi, comandată de cricuri hidraulice. Acelaşi dispozitiv de comandă şi transmisia mişcării este folosit în comanda învelişurilor broşei cu mişcare transversală. Motoarele sînt comandate de semnale electrice care corespund programului înregistrat pe banda perforată. Circuitele electronice de comandă, şi cititorul blocurilor de informare, înregistrate pe bandă, sînt instalate într-un dulap autonom, ermetic.

Sistemul permite oprirea programului la un moment oarecare şi punerea în funcţiune din nou pornind de la punctul de oprire. Dimensiunile utile ale mesei sînt : 630 × 1800 mm.

Practic folosirea acestei maşini în fabricarea începuturilor de turbine a fost condiţionată de elaborarea unui utilaj special.

Rentabilitatea sistemului a fost din plin confirmată în condiţiile industriale : sistemul a fost amortizat pe o perioadă de mai puţin de 10 luni (lucru cu 2 posturi). Motivul constă în reducerea costurilor directe ale mîinii de lucru necesare pregătirii unei noi tehnologii. Utilajul s-a dovedit mai economic, ca şi instrumentele speciale. Numărul de rebuturi a scăzut. Costul fabricării unui început de turbină a scăzut la 22,5 % în raport cu costul tehnologiei precedente (prelucrarea maşinilor-unelte cu comandă manuală).

S-a putut de asemenea proiecta creşterea întreprinderii unde se fabrică noile tipuri fără investiţii noi şi costuri de lansare suplimentare. Această ultimă constatare este poate justificarea cea mai convingătoare a noului procedeu de prelucrare prin aşchiere.

Maşina de frezat verticală cu bare fixe FEB 63 N, cu comandă numerică FOTOSTER 2321, a fost construită pe baza experienţelor acumulate privind fabricarea şi exploatarea maşinilor de frezat FEA 63 N.

Ca să se răspundă la cerinţele crescînde ale producţiei n-a fost menţinută din fosta construcţie decît ansamblul mesei şi a bancului, lucrîndu-se de altfel la modernizarea lor, în timp ce celelalte ansambluri reprezintă soluţii noi. Astfel, forţa motrice este culisantă, peretele său fiind conceput înainte, în aşa fel încît să permită fixarea unei forţe motrice verticale. Forţa motrice în formă de traversă poate efectua mişcări perpendiculare în cadru şi în afara bancului.

Această deplasare de 650 mm, execuţie standard, poate fi — la cerere — dusă la 820 mm pentru o masă de 800 mm lăţime.

Comanda înaintărilor este asigurată de echipamentul UMB şi de şurubul conducător cu rulment. Un dispozitiv hidraulic comandă variaţia vitezelor broşei.

Cadrul maşinii de frezare, conceput în aşa fel încît să asigure rigiditatea maximă a maşinii, este format în două feluri : standard pentru maşinile de frezat cu broşă orizontală, mai înalt de 200 mm şi mai aproape de banc, pentru maşinile de frezare cu broşă verticală.

Mai mult, în cele două cazuri, se poate executa la cerere un cadru mai înalt de 200 sau de 400 mm, pentru ca spaţiul de lucru să crească.

Sistemul FOTOSTER 2321 permite comanda potrivit celor trei axe, a căror determinare este automată datorită aplicării iniţiatorilor cu inducție. Aceste avantaje permite largi aplicații ale mașinii de frezare FEB 63 N la operațiile asemănătoare, date mașinilor de alezaj — mașinilor de frezat. Ele permit, totuși datorită sistemului FOTOSTER 2321, să elimine această sarcină inutilă a memoriei care caracterizează operațiile de alezaj.

Sistemul de comandă numeric NUMERBLOK este construit în patru variante : 21 AT 01, 21.T02, 31.T 01 și T 02. El este destinat comenzii continue a mașinilor unelte dotate cu echipament electrohidraulic UMB. Eventualele erori de funcționare sînt ușor de descoperit și de eliminat, chiar de un operator fără calificare în electronică.

Această prețioasă calitate a fost obținută cu ajutorul pachetelor de schimb și a testelor speciale folosite pentru întreținerea normală a mașinii.

Sistemul electronic este executat sub formă de pachete cu circuite imprimate, normalizate și unificate, care sînt astfel interschimbabile și pot servi în dulapurile de comandă de diferite tipuri.

Sistemul de comandă numeric FOTOSTER este în mod egal oferit în patru variante de bază care se disting prin genul de comandă prin puncte sau segmente și prin adaptarea la diferite genuri de mașini unelte.

Materialele descrise în acest articol nu constituie decît o parte din vastul program care prevede construirea în Polonia a mai multor mii de mașini unelte cu comandă numerică în curs de cinci ani.

CZ 621.43 :629.12

Motoare principale și auxiliare pentru propulsie marină

Ing. Ryszard GOTZ, Marin KOPCZYNSKI Întreprinderile metalurgice – N. Cegielski – Poznan – HCP și ing. Waldemar OSUCH Întreprinderile Zgoda – Swietochowice

Fondate în 1846, întreprinderile H. Cegielski — Poznan și-au schimbat de mai multe ori programul de fabricație pentru a lansa pe piață produse noi, care reprezintă întotdeauna cel mai înalt nivel tehnic.

O nouă fază a acestei dezvoltări a fost atinsă în 1958 în fosta fabrică de locomotive, transformată în uzină de motoare marine, s-a trecut la demarajul primului Diesel marin D 55, motor experimental în doi timpi cu capete de cruce, studiat în Polonia. În mod simultan s-a trecut la probele de recepție a primului Diesel marin 6 RSAD 76, de 7800 CP, construit cu licența Sulzer, motor care de 12 ani funcționează fără întrerupere pe cargoul polonez „Jan Matejko".

Motoare cu capete de cruce

După ce au construit 8 motoare tip 6 RSAD 76, întreprinderile HCP au trecut la motoare perfecționate tip RD 76, a căror putere a crescut de la 1 300 la 1 700 CP/cilindru pentru același alezaj de 760 mm. Apoi, s-a trecut în mod succesiv, la producția de motoare în doi timpi, cu capete de cruce, tip RD 68, D 55 și 62 VT 2 BFI 40/ aceasta din urmă sub licența Burmeister & Wain/.

Motoarele HCP dotează vase construite de șantierele navale din Polonia, România, Iugoslavia, R.D.G., India, Bulgaria, China și URSS, pentru diferite armamente ale Germaniei Democrate, Chinei, Cubei, Greciei, Indiei, Indoneziei, Mexicului, Pakistanului, Poloniei, Cehoslovaciei, Turciei și URSS-ului. Din acest motiv, întreprinderile H. Cegielski au luat în 1968 primul loc dintre constructorii de motoare pentru propulsarea vaselor care depășesc 2000 tdw și al 5-lea loc pe plan mondial.

Pe măsura dezvoltării construcției navale, exigențele impuse constructorilor de motoare cresc. Căutînd mereu să mărească puterea pe cilindru, ca și simplificarea mersului, întreprinderea Sulzer a studiat noul tip de motoare cu capete de cruce RND (figura 1); a apărut din numeroase încercări și cercetări ca și din experiența multor ani de exploatare a motoarelor RD. Caracteristicile principale a motoarelor RDN figurează în tabela 1.

Supraalimentarea cu presiune constantă

Cea mai importantă dintre inovațiile motorului RND este adoptarea supraalimentării cu presiune constantă.

Probele au demonstrat că, pentru presiuni mijlocii efectiv ridicate și prin raport la sistemul de pulsație a motoarelor RD, această inovație oferă o serie de avantaje și în special o serioasă reducere a consumului de carburant. Absența variațiilor face perioada de eșapament mai scurtă și timpul de expansiune și mai lung. Mișcările alternante ale feței inferioare ale pistoanelor folosite pentru a contribui la măsurătoare, cer mai puțin energie datorită creșterii volumului spațiului de sub piston. Folosirea unuia sau, la alegere, a două mari turbosuflante a căror randament este excelent (presiunea rămînînd constantă la intrare în turbină) în locul mai multor turbosuflante alimentate sub presiune variabilă, permite o utilizare mai bună a energiei de eşapament. În cazul întreruperii uneia dintre cele 2 turbosuflante (defect al începuturilor turbinei) de altfel puţin probabil în sistemul de supraalimentare la presiune constantă este posibilă încă obţinerea a 55% din putere. În cazul defectării celor 2 turbosuflante, motorul poate funcţiona datorită ventilatorului auxiliar şi compresiunii de aer din spaţiul de sub piston.

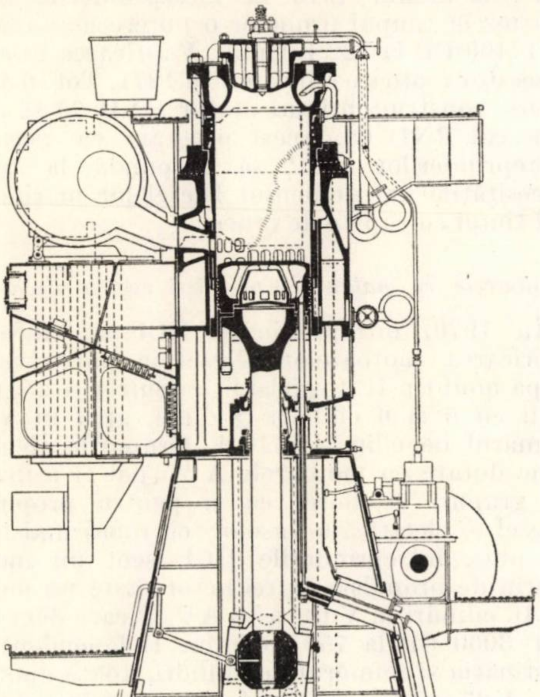


Fig. 1

Tabela 1

Caracteristicile principale ale motoarelor RND cu capete de cruce

	RND 105	RND 90	RND 76		RND 68
Alezaj mm	1050	900	760		680
Cursa pistonului mm	1800	1550	1550		1250
Puterea maximă continuă CP/cil.	4000	2900	2000	1500	1650
Viteza turaţii	108	122	122	137	150
Numărul cilindrilor	8–12	6–12	5–10		5–10

Batiul motorului

Pentru a se face placa de fundaţie mai puţin sensibilă la defectele de sudură, partea centrală, a traverselor este formată dintr-un perete din oţel turnat. În plus, a fost modificat sudajul coloanelor, în aşa fel încît să fie evitate opririle deasupra lagărelor principale. Eliminarea sertarelor rotative de eşapament a antrenat prelungirea pistoanelor şi a cămăşilor cilindrilor, ceea ce a ridicat rigiditatea motorului. În acelaşi timp a fost ameliorată construcţia pentru tijele de piston.

Camera de combustie

Recurgerea la injectarea cu două nivele a mărit presiunea mijlocie efectivă pentru aceiaşi presiune maximă a combustibilului. Aportul de aer unitar mărit a permis menţinerea aceluiaşi nivel de tensiuni termice în motoarele RD şi deci, de a conserva aceiaşi grosime a peretelui şi chiar de a o reduce în mod sensibil.

Chiulasa

Partea exterioară a chiulasei va prezenta pe viitor un perete bombat spre interior care este capabil să reziste la presiuni puternice de gaz. Pentru acelaşi motiv, fundul părţii centrale cuprinde un perete de formă conică, cu vîrful orientat în jos. Chiulasele motoarelor RND cu alezaj egal sau inferior cu 900 mm sînt asemănătoare cu cele ale motoarelor RD.

Cămaşa cilindrului

Brida cămăşii care închide spaţiul de răcire cuprinde un sistem de canale oblice permiţînd aducerea apei de răcire lîngă suprafeţele expuse camerei de combustie. Datorită acestui sistem, valorile termice sînt mici. O altă modificare a intensificat circulaţia apei în zona luminilor de eşapament.

Pistonul

Grosimea feţei superioare a pistonului motorului RND 150 n-a fost mărită în raport cu motoarele RD 76 şi RD 90, aceasta datorită creşterii numărului de nervuri. Fusta pistonului, lungită pentru a închide luminile de admisie la punctul mort inferior are o arhitectură care permite controlarea funcţionării tijelor de piston şi a tuburilor telescopice de răcire. Un element conic care împarte camera inferioară a pistonului, provoacă o circulaţie forţată a apei de răcire. Construcţia tijelor a fost ameliorată, uşurîndu-se în acest fel accesul la aceste piese. Sistemul tuburilor telescopice care asigură aducerea şi evacuarea apei de răcire a pistoanelor a fost modificat.

La extremităţile lor superioare tuburile fixe sînt dotate cu urechi care permit orientarea în direcţia orificiilor în circuitul de apă. În plus a fost modificată garnitura de etanşeitate a tubului telescopic mobil exterior — manşonul din nylon al RD-lor fiind înlocuit cu un segment tripartit cu resort. Această soluţie permite înlocuirea garniturii fără demontarea pistonului.

Sistemul de injecţie

Pompele de injecţie a motoarelor RND sînt dotate cu supape de comandă pentru începutul şi sfîrşitul injectării. Supapa de aspiraţie nu este legată de tija regulatorului, şi începutul de injectare este deci constant pentru o poziţie dată de excentricitate (depărtarea de centru a supapei de aspiraţie). Debitul de combustibil nu este reglat decît prin supapa deversor. Dispunerea la două nivele a unui număr mare de orificii mici de injectare asigură jeturile de combustibil mai scurte şi diminuează astfel temperatura şi arderea pistonului. Jeturile de combustibil sînt îndreptate spre locul cel mai bine răcit al fundului pistonului, adică, între nervuri. A fost perfecţionată în mod egal construcţia pulverizatorului. Motorul este înzestrat cu un dispozitiv care permite ridicarea supapelor pompelor de injecţie pentru a opri pe loc motorul în caz de avarie.

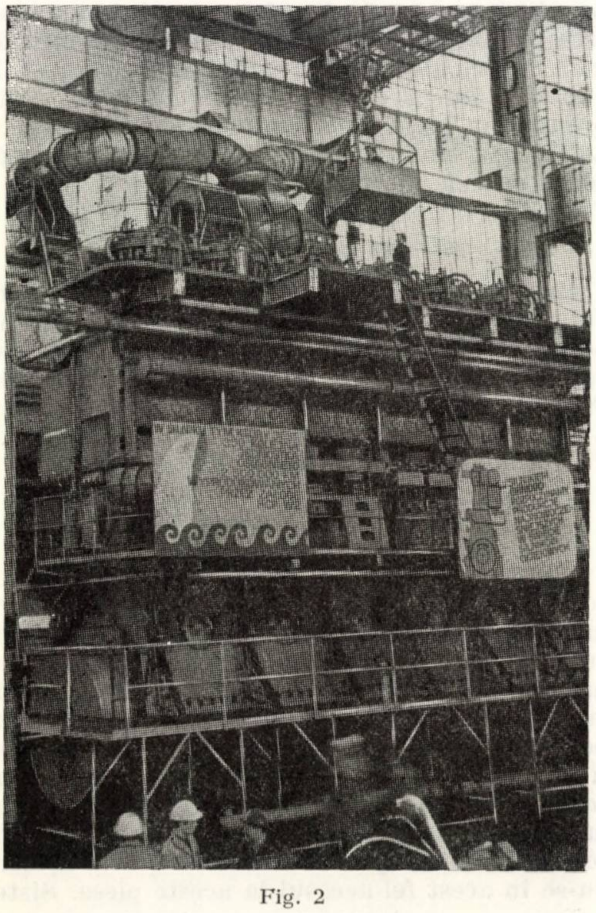


Fig. 2

Primul motor 6 RND (figura 2) construit la sfîrşitul anului 1970 la întreprinderile HCP a atins în timpul probelor o putere maximă de la 17400 CP la 122 rot/min. Fabricarea în serie a acestor motoare a început în 1971. Tot în 1971 a fost construit primul motor RND 76 şi apoi motorul RND 68. Acest program va permite întreprinderilor HCP să răspundă la toate necesităţile în domeniul Dieselelor marine în doi timpi cu capete de cruce.

Motoarele în patru timpi fără capete de cruce

În 1970, întreprinderile HCP au început fabricarea motoarelor Diesel în patru timpi după noul tip H. Cegielski — Sulzer A 25, mai întîi cu 5 şi 6 cilindri în linie, apoi în V la numărul de cilindri măriţi. Grupurile electrogene dotate cu motoarele A 25 pot fi utilizate ca grupuri de bord, ca şi pentru propulsia Diesel — electrică a vaselor cu tonaj mai mic. În plus, întreprinderile HCP scot un motor marin de propulsie cu reductor. Este un motor cu 16 cilindri în V timp 16 AV 52 care dezvoltă mn 3000 CP la 750 rot/min. Independent de destinaţia şi numărul de cilindri, toate motoarele A 25 pot fi adaptate la comanda la distanţa şi deci să servească în maşinăriile automatizate.

Noul motor A 25, este un motor în patru timpi ireversibil, fără capete de cruce, supraalimentat de turbosuflante, cu 250 mm alezajul cilindrului şi 300 mm de curse ale pistonului. La viteza nominală de 75 tr/min şi la presiunea mijlocie efectivă de 15 kg/cm^2, puterea pe cilindru este de 184 CP, consumul specific de combustibil de 165 g/CP şi presiunea combustiei de 105 kg/cm^2.

Motoarele A25 au înlocuit fostele motoare BAH22 şi BA29. Caracteristicile principale ale motoarelor A25 în linie (figura 3) figurează în tabela 2.

Batiul

Batiul monobloc care permite montarea vilbrochenului pe o parte a motorului nu este conform fiind mai scump, a fost aleasă soluţia cu un batiu monobloc cu vilbrochen suspendat. Acest tip a fost studiat pe modele. Rezultatele acestor probe au demonstrat că el permite chiar mărirea însemnată a sarcinii motorului. Capacele lagărelor de vilbrochen şi chiulasele sînt fixate pe gujoni cu filetaj identic, ceea ce permite să fie puşi la tensiune cu acelaşi aparat hidraulic.

Lagărele

Cuzineţii de lagăr şi de bielă sînt din tipul de cuzineţi subţiri. Grosimea cuzineţilor lagărelor de bază nu este uniformă; jocul, funcţionarea orizontală este deci diferită de funcţionarea verticală, ceea ce amortizează mişcarea fusului şi uşurează demontarea cuzinetului. Grosimea stratului de frecare este de cîteva zecimi de

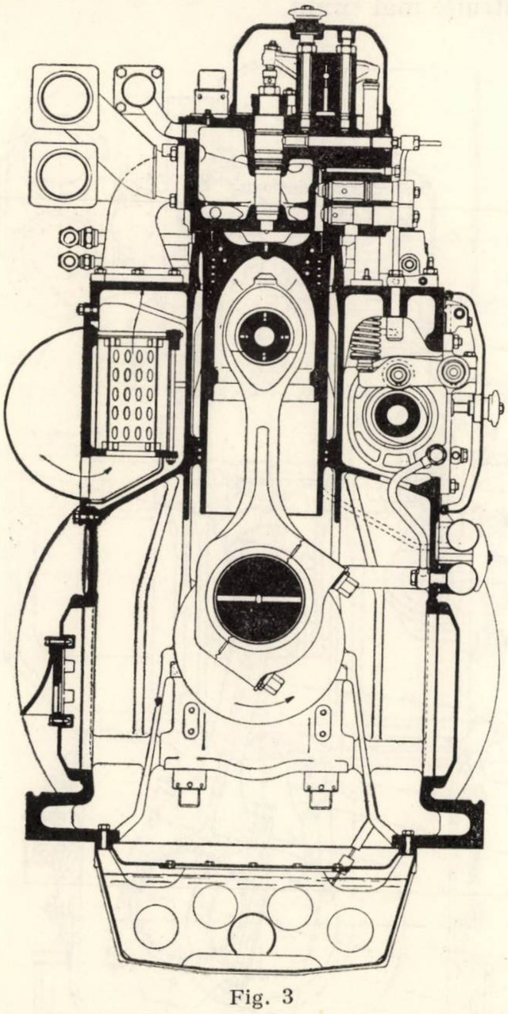


Fig. 3

milimetru, ceea ce face ca cuzineţii să fie mai puţin sensibili la impurităţi de cît cuzineţii „micro'' la stratul de formare de cîteva sute de milimetri.

Vilbrochenul

Tipul de cuzinet a necesitat schimbarea diametrului buloanelor peste cel care rezultă din rezistenţa cerută. Mărirea greutăţii este compensată de posibilitatea executării vilbrochenului din oţel şi suprimarea amortizorului de vibraţie de tensiune exceptînd motorul 10A25. Suspendarea vilbrochenului urmează controlul cuzineţilor. Prin fabricarea vilbrochenului din oţel la crom-molibden tratat, se va putea mări în acest fel puterea motorului.

Tabela 2

Caracteristici principale ale motoarelor A 25 în linie

Nr. de cilindri	puterea efectivă	puterea motorului fără apă, fără ulei	lungimea mm	lăţ. mm	înălţimea necesară pentru demontarea pironilor (cîrligelor batiului)
3	950	6400	2200	—	—
5	920	9100	3080	—	—
6	1100	10600	1180		
8	1470	13500	4300		
10	1840	16400	5200		

Pistonul

Pistonul motorului A25, din fontă turnată, este răcit prin circulaţia uleiului. Acesta este adus în circuitul tubular prin corpul bielei, axul pistonului şi bosajul pistonului şi se scurge liber în carter. Răcirea suplimentară a pistonului este asigurată printr-un jet de ulei a piciorului bielei. O variantă constructivă prevede un piston compus dintr-un suport din oţel şi dintr-o fustă din fontă.

Biela

Capul bielei este împărţit în verif şi asamblat cu capacul, de unde vine reducerea de greutate şi posibilitatea de demontare a bielei de-a lungul cilindrului. Bulonii fixează mînerul, ceea ce reduce strîngerile buloanelor cu circa 40%.

Chiulasa

Chiulasa cuprinde două supape identice : una de admisie şi una de eşapament. Apa de răcire pătrunde în chiulasă, pornind de la căm aşă prin 4 orificii a căror etanşeitate este asigurată de inelele din cauciuc. Camera cu apă, este împărţită în două de un perete orizontal. Apa intră în partea inferioară prin părţi şi trece apoi în partea superioară prin orificiul situat lîngă centrul peretelui. Această soluţie garantează o răcire perfectă a chiulasei. Chiulasa nu este fixată decît prin 4 prezoane puse în mişcare cu ajutorul unui aparat hidraulic, ceea ce face ca demontarea chiulasei să fie uşoară şi permite renunţarea la anvelope de supape individuale.

Cămăşile cilindrilor

Folosirea învelişurilor de apă cilindrice care înconjoară fiecare teacă, îmbunătăţeşte suportul acesteia pe locul său în batiu.

Distribuţia

Arborele cu came este format din segmente din oţel aliat. Suprafeţele camelor şi a fusurilor sînt cementate şi călite.

Lagărele arborelui cu came sînt fixate în partea superioară a batiului. Pe aceleaşi suporturi pe care se sprijină lagărele, se reazemă şi pîrghiile care antrenează supapele prin intermediul șalterelor și a culbutorilor. Poziția oscilantă a arborelui cu came este determinată de un lagăr longitudinal.

Sistemul de injectare

Fiecare din rampele individuale de injectare conține un șalter cu galet. Începutul refulării este constant; cantitatea de combustibil injectată este reglată de oprirea inferioară oblică a capului pistonului de la pompa de injecție. Rotația pistonului este comandată de o tijă longitudinală care acționează asupra pistonului prin intermediul unei pîrghii. Avantajul acestui sistem, la fel de precis ca și comanda prin cremalieră, este simplitatea lui.

Asamblarea țevilor de refulare cu injectorul se face în afara chiulasei, ceea ce permite evitarea diluării uleiului prin pierderile de combustibil. Injectoarele sînt răcite cu ulei.

Reglarea și lansarea

Motorul este dotat cu un regulator de viteză Woodword și cu un regulator de supraviteză. Lansarea se efectuează cu ajutorul aerului comprimat.

Modificare

Motorul A 25 poate fi adaptat în așa fel încît să funcționeze cu gaz sau ca un motor bicarburant.

După cîteva modificări (pistoane din aliaj ușor, chiulasele cu două supape de admisie și cu două supape de eșapament, vilbrochen înzestrat cu contragreutăți și cu un amortizor de vibrații), el poate servi la antrenarea grupurilor electrogene la regimul de 1000 ture/min.

Pentru motorul în linie, a fost studiat și încercat în mod egal un batiu sudat 20% mai ușor decît batiul din fontă, el este totuși mai apăsător, ceea ce îi limitează folosirea la aplicații speciale.

Construcția motorului în V—AV 25 cu unghiul = 50°/ permite folosirea la maxim a pieselor motorului în linie. Bilele cilindrilor opuși sînt montate una lîngă alta pe brațele de manivelă. Nu este necesar decît o prelucrare suplimentară pentru a i se adapta bielele motoarelor în linie. Răcitorul de aer și colectoarele sînt montate între cele două ramuri ale V.

Motorul Zgoda — Sulzer

Din 1960, întreprinderile Zgoda au construit, sub licența Societății elvețiene Sulzer, 220 de motoare diesel TAD destinate propulsării vaselor, și mai mult de 800 de motoare auxiliare tip BAH 22.

Actual, Zgoda a lansat fabricarea motoarelor diesel marine Z 40/48, cu viteză mijlocie de asemeni sub licența Societății elvețiene Sulzer. Primele merg ca motoare în patru timpi cu 6 și 8 cilindri în linie, și cu 16 cilindri în V. Motoare cu 10 și 12 cilindri ca și în V vor fi construite mai tîrziu.

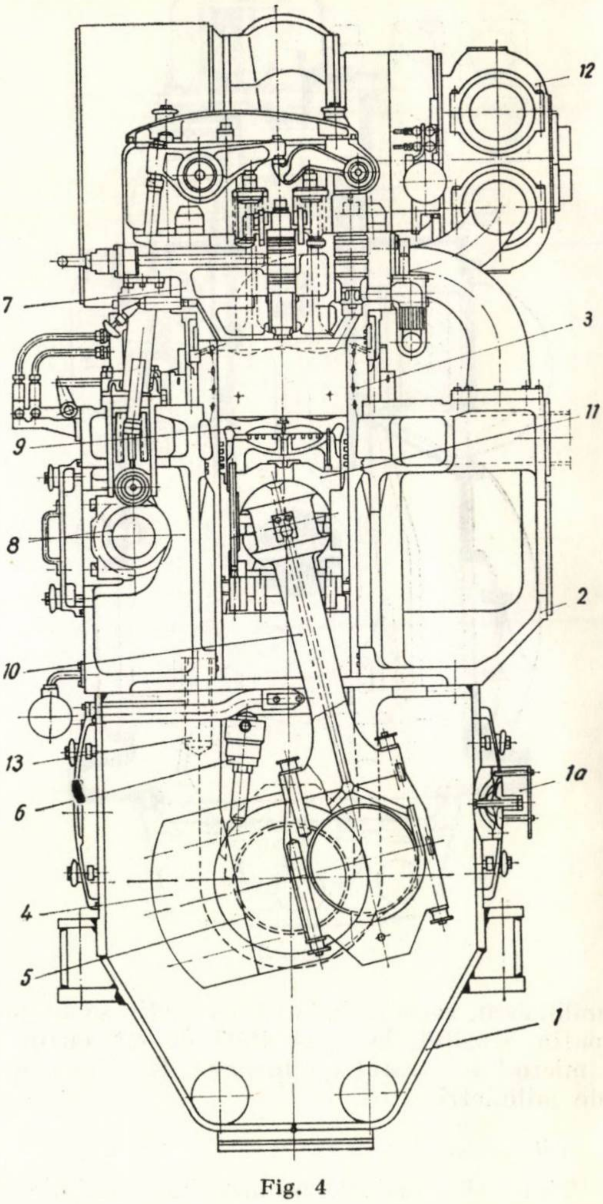


Fig. 4

Motoarele în patru timpi, reversibile sau ireversibile cu 400 mn alezaj și cu 480 mn de curse, este format dintr-un carter sudat 1, în care este montat bloc-cilindrul 2 din fontă, înzestrat cu cămașa 3.

Vilbrochenul monobloc forjat 4, se află pe lagărele 5 a căror capace sînt fixate pe buloane 6, cu piuliță.

Luminile carterului conțin clapete de siguranță 1 a. Chiulasele 7, din fontă specială, cuprind două supape de admisie de două supape de eșapament comandate de arborele cu came 8, cu ajutorul întrerupătoarelor.

Se va remarca soluţia caracteristică adoptată pentru pistonul rotativ 9, asociat bilei 10, a cărei picior este sferic.

În piston se află lagărul sferic 11, cu doi cuzineţi de frecare din bronz. Pompele de injecţie, una pe fiecare cilindru sînt comandate de arborele cu came. Motorul poate fi alimentat cu ulei greu cu vîscozitatea maximă 1000° Redwood.

Motorul este supraalimentat de turbocompresorul 12 antrenat de gazele de eşapament. Aerul de supraalimentare trece prin răcitorul care poate folosi atît apa de mare sărată cît şi cea dulce. Sistemul de comandă electropneumatic poate fi uşor adaptat la telecomandă şi la sălile maşinilor fără personal. Viteza de rotaţie este reglată de un regulator Woodword tip P.G.

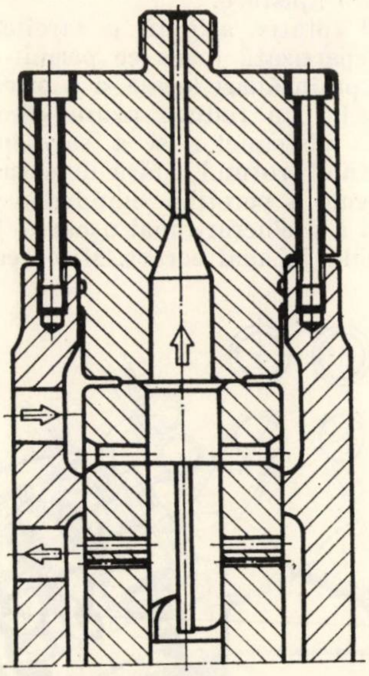


Fig. 5

Pentru a asigura înalta rigiditate a motorului, blocul cilindrilor este fixat de carter prin turaţii 13. Soluţiile adoptate au permis obţinerea de cote de îngrămădire minime şi o greutate în CP, foarte redusă.

Carterul sudat, format din tole şi traverse care cuprind principalele lagăre, formează un ansamblu compact şi rigid, şi evită scurgerile de ulei, frecvente cînd un carter de ulei distinct este ţinut în jos.

Motorul funcţionează fără oprire chiar în condiţiile de navigaţie cele mai dure.

Lagărele principale şi lagărele bielei cuprind cuzineţi trimetalici (oţel, bronz, metal alb). Dimensiunile: fusul (bulonul) de manivelă — diametru 330 mm, lăţimea — 132 mm; fusul (bulonul) purtător — 330 m diametru şi 152 mm lăţimea.

Cuzineţii n-au canale de ungere transversale sau oblice. Presiunea de suprafaţă este în lagărele principale cam 180 kg/cm^2, şi în lagărele bielei aproximativ 230 kg/cm^2.

Blocul — cilindru, din fontă turnată, cuprinde colectorul de aer de supraalimentare.

Cămaşa cilindrului, din fontă specială, care rezistă la temperaturi mari şi presiuni ridicate a gazelor de eşapament.

Chiulasa figura 1 din fonta specială turnată, este cu fond dublu, de unde subţierea netă a peretelui camerei de combustie şi răcirea îmbunătăţită. Centralele supapelor sînt raportate, în aşa fel încît apa de răcire să pătrundă acolo direct, ceea ce corespunde exigenţelor motoarelor cu ulei greu. După ce a răcit cămaşa, apa pătrunde în chiulasă, unde este supusă la circulaţie radială intensă în jurul fundului dublu şi răceşte în mod eficace pereţii.

Vilbrochenul monobloc forjat din oţel puţin aliat cu crom-molibden.

Biela forjată este din oţel cu crom nichel. Lagărul de capăt este asamblat corpului cu ajutorul prezoanelor. Fusul de picior sferic permite rotaţia pistonului în timpul său de du-te vino. Demontarea bielei pentru revizii nu cauzează nici o dificultate.

Sistemul de injectare cuprinde: pompa, conducte de înaltă presiune cu clapete de reţinere şi injector. Debitul pompei este comandat de rotaţia pistonului care are una din piedici oblică. Cilindrul pompei este împărţit în două camere conectate la ţevăria de aspiraţie şi de respingere.

Injectarea se efectuează din camera superioară şi restul combustibilului intră în camera inferioară. Astfel, combustibilul respins sub presiunea mare nu poate provoca pulsaţii de presiune în ţevăria de aspiraţie a pompei.

Cama pompei de injectare, special studiată, asigură o curbă descrescătoare a vitezei în timpul de respingere. Această caracteristică a camerei a permis micşorarea presiunii maxime de respingere de 150 kg/cm^2 în raport cu sistemele clasice.

Clapeta de reţinere, situată în conductele de respingere figura 6 şi nu în corpul pompei ca de obicei, a permis evitarea cavitaţiei şi dublarea duratei de folosire a injectorilor.

Pentru a evita rupturile longitudinale, ţevăriile de respingere sînt executate din bare perforate rotunde.

Supraalimentarea motorului ZB 40/48, cu pulsaţii cu răcire intermediară, este realizată, cu ajutorul unui turbo-compresor pentru motoarele în linie şi a două turbocompresoare pentru motoarele în V. Răcitorii de aer de supraalimentare, unul pentru fiecare turbocompresor, sînt aşezaţi în exterior, ceea ce uşurează reviziile şi reduce cotele de îngrămădire a motorului.

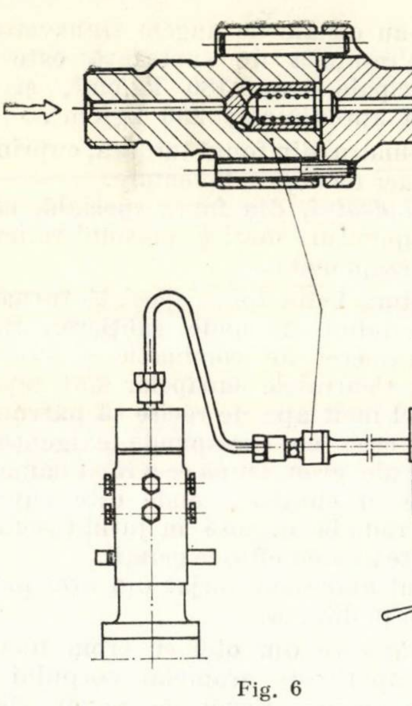


Fig. 6

Motoarele în V tip ZVB 40/48 (figura 7)

Motoarele în V cuprind: un bloc-cilindru monobloc din fonte cu carter de ulei sudat. Din puterea totală obținută, diametrele fusurilor de vilbrochen sînt de 350 mn, diametrele fusurilor de manivelă neschimbate 330 mn. Toate celelalte elemente ale motorului în V sînt unificate la maxim în cele ale motorului în linie.

Caracteristicile motoarelor ZB și ZVB 40/48

Principiul de lucru:

Motorul în patru timpi cu efect simplu, fără capete de cruce, injectare directă, supraalimentare prin turbocompresorul cu răcire intermediară de aer.

Alezaj 400 mm, cursa 480 mm, puterea maximă în regimul continuu 600 ch/cilindri, viteza mijlocie a pistonului 8 m/mn, presiunea mijlocie efectivă 18 kg/cm^2, presiunea maximă 115 kg/cm^2, greutatea CP, motoare în linie 12,8. . . 12,5 kg, motoare în V 10,8. . .10,3 kg, numărul cilindrilor: motoare în linie 6, 8, motoare în V 10, 12, 16, consumul specific: normal 158—5 g/CP h, ulei cu viscozitate mare 1000° Redwood 163 g/CP h, consumul de de ulei în cilindru 0,0—1,2 g/CP h, consumul ulei în carter 0,2 — 0,4 g/CP h, greutatea motoarelor în linie — 6 ZB 40/48—45 t, — 8 ZB 40/49,5 t, — în V — 10 ZVB 40/48 62 t, 12 ZVB 40/48 74 t, 16 ZVB 40/48 100 t.

Avantajele motoarelor ZB și ZVB 40/48 în exploatare

Motoarele cu viteză mijlocie tip Z 40/48 se caracterizează prin puterile lor mari unitare în raport cu greutatea și cu îngrămădirea edusă, conservînd alte calități: consum puțin de combustibil și ulei, durată mai lungă a rezistenței pieselor.

Cuzineții trimetalici durabili și mai ușor de înlocuit fără ajustare.

Pistonul rotativ asigură o sarcină termică uniform repartizată (ceea ce permite evitarea oricărei supraîncălziri locale și a oricărui calaj a segmenților) și reduce uzura cămășilor de cilindru, a pistoanelor și a segmenților lor. Pistonul fiind rotund, (fără defectul datorat uzurii inegale a pereților cilindrilor motorului de unde și o prelucrare mai ușoară) jocul este redus și ghidajul mai corect. Mișcarea rotativă

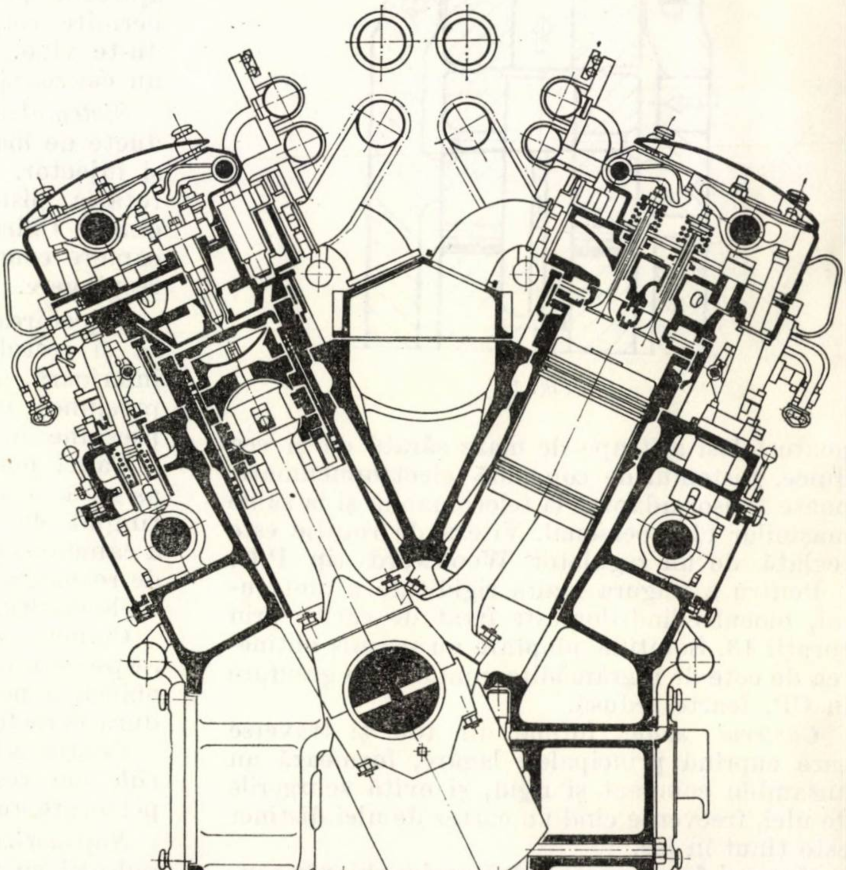


Fig. 7

a pistonului reduce mai mult timpul de rodaj a segmenților raclori și consumul de lubrifiant scade rapid. Uzura foarte mică a gîturilor de segment este asigurată prin cromaj.

Fundul dublu al chiulasei reduce dificultățile termice și evită formarea fisurilor. Centrele supapelor raportate și bine răcite sînt din oțel refractar, ceea ce prelungește în mod considerabil intervalele dintre reviziile necesare.

Dificultățile termice în partea superioară a cămășilor cilindrilor sînt mici datorită răcirii bine studiate. Fosfatarea cilindrilor și pistoanelor le îmbunătățește calitatea și le mărește durata de rezistență. Accesul elementelor principale ale motorului este ușor.

Motoarele pot consuma uleiuri grele și dau posibilitatea de a fi în stare de funcționare chiar în lipsa unuia sau chiar mai multor cilindri.

Sistemul de comandă electropneumatic se adaptează telecomandei.

Aplicațiile motoarelor Z 40/48

Aceste motoare servesc la antrenarea elicelor normale / motoare ireversibile / și cu pas variabil / motoare reversibile/, tot prin intermediul reductorilor cu cuplare flexibilă. Aceasta permite realizarea grupurilor de propulsie formate din multe motoare care antrenează un singur arbore și furnizează puterea necesară mecanismelor auxiliare.

◆

CZ 621.822.8

Probele rulmenților tip 2 RS la întreprinderile FLT

Ing. Lucjan IWANEJKO – Uzina de lagăre cu rulmenți FLT – Varșovia

Industria poloneză a lagărelor, dintre care FLT, este cunoscută de mai mulți ani prin lagărele cu rulmenți și, în mod special pentru rulmenții de tip 2 RS – prevăzuți cu lubrefianți pentru întreaga durată de exploatare și înzestrați cu garnituri de etanșeitate de protecție executate din metal și din cauciuc care rezistă la ulei.

Rulmenții de tip 2RS sînt supuși la probe convenționale care suportă rulmenții de execuție normală; mai mult probele suplimentare sînt efectuate, din care măsurări de moment ale frecării și a duratei rulmenților, precum și probele lubrifiantului și a garniturilor de etanșeitate. Noi ne vom referi în cele ce urmează la prezentarea probelor suplimentare.

Momentul de frecare al rulmenților cu garnituri tip 2 RS

Momentul de frecare este unul din principalele caracteristici de exploatare a rulmenților etanși de tip 2 RS. Frecarea, la rulmenți cu garnituri, condiționează o întreagă serie de caracteristici dintre care fac parte : viteza de rotație a rulmenților – în special în partea superioară a gamei – temperatura de funcționare, pierderile datorate rezistențelor de frecare, etc.

De exemplu, dacă temperatura lagărului, ca urmare a unei frecări prea mari crește într-un mod excesiv, se poate remarca o accelerare a îmbătrînirii lubrifiantului ceea ce duce la o micșorare a duratei de funcționare.

Valoarea momentului de frecare este la rîndul său condiționată de un anumit număr de factori : alegerea unui material adecvat pentru garnituri, slabă presiune a marginilor garniturii asupra inelului inferior și în același timp, o bună etanșeitate, alegerea lubrefiantului, ca și alți factori care constituie la drept vorbind secrete de fabricație.

Secțiunea rulmentului 2 RS de fabricație FLT este reprezentată în figura 1.

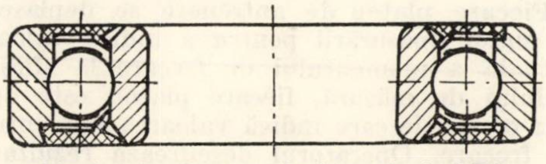


Fig. 1 – Secțiunea unui rulment de tip 2 RS ;

Cu scopul de a ajunge la un moment de mișcare suficient de mic, la FLT s-au făcut numeroase încercări, cu ocazia punerii în curs de fabricare a rulmenților 2 RS.

Astfel, au fost obținuți rulmenți de înaltă calitate, fapt confirmat în laborator și în fabricație prin măsura momentului de frecare. Figura 2 reprezintă un banc de probă UL–71, o concepție originală, destinată măsurării continue a momentului de frecare în condițiile industriale.

Bancul de probă UL–71 este echipat cu 6 capete de măsură înzestrate cu mandrine cu stabilire rapidă.

Rulmenții studiați sînt așezați în monturi de stringere și deplasați cu frecare pe mandrinele capetelor de măsură. Monturile sînt prevăzute cu inele care cu ocazia fixării lor pe mandrine se angrenează cu graifări repartizați pe un platou de antrenare la o mișcare rotativă asociată la dinamometre de precizie.

Platoul de antrenare este înzestrat cu o scală cu două părţi care indică rulmenţii la un moment acceptabil şi pe aceia pentru care momentul de frecare nu este acceptabil.

Bancul de probă UL—71 funcţionează în ciclul semiautomat cu secvenţa de operaţii următoare: fixarea manuală a rulmenţilor, punerea în mişcare, manuală, a procesului de măsură prin buton — şalter, măsură propriuzisă a cărei durată — aproximativ de 1 minut este funcţionarea timpului necesar stabilizării condiţiilor, de funcţionare a spiralelor, frînarea automată a platourilor de antrenare, şi descompunerea bancului de măsură.

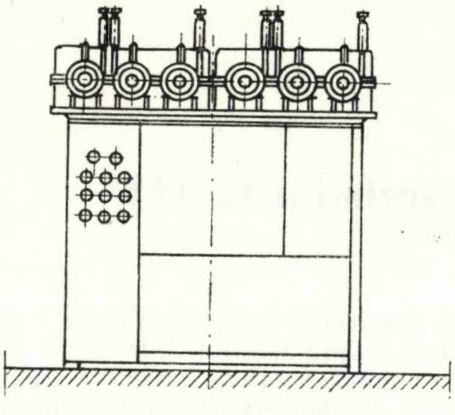


Fig. 2 — Bancul de probă UL — 71 pentru măsurarea momentului de frecare al rulmenţilor de tip 2 RS

Fiecare platou de antrenare se deplasează în cursul măsurării pentru a indica valoarea actuală a momentului de frecare la sfîrşitul ciclului de măsură, fiecare platou este oprit într-o poziţie care indică valoarea momentului de frecare. Operatorul descifrează rezultatele măsurătorii şi selecţionează, eventual, rulmenţii defectuoşi. Apoi, este deajuns de a fixa o a doua serie de monturi încărcate pe mandrinele capetelor de măsură pentru a realiza ciclul următor de măsurare.

Caracteristicile bancului de măsurare

Tipurile de rulmenţi 2 RS testaţi — 6004, 6005, 6200...6207, 6300...6308.

Numărul rulmenţilor trataţi (prelucraţi, modificaţi) prin ciclul de măsură — 6.

Viteza de rotaţie a rulmenţilor — 1000 şi 2000 ture/minut.

Durata unei măsurări — de la 0,5 la 2 minute.

Ciclul de lucru — semiautomat.

Îngrămădirea — 1010 × 900 × 1120 mm

Greutăţile — 235 tg.

Rezultatul măsurătorilor

Măsurătorile efectuate au permis stabilirea că răspîndirea (risipirea) valorilor momentului de frecare urmează legea lui Gauss. Figura 3 dă un exemplu de distribuire a momentului de frecare a rulmenţilor 2 RS fabricaţi de FLT.

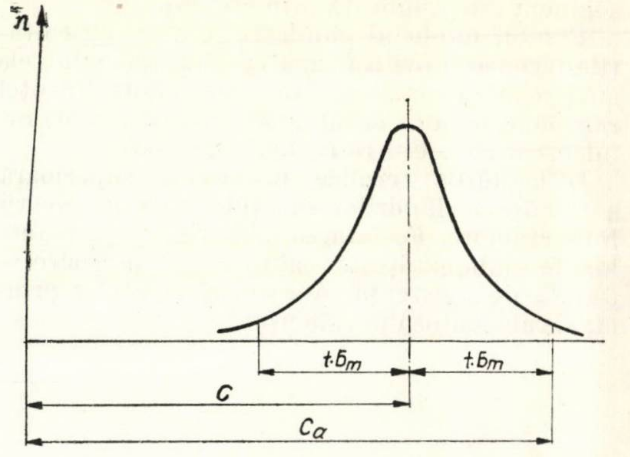


Fig. 3 — Legea de distribuţie a momentului de frecare a rulmenţilor de tip 2 RS fabricaţi de întreprinderile FLT

n — numărul rulmenţilor probaţi.
C_a — Momentul de frecare admis urmînd caietul sarcinilor
C — Momentul de frecare măsurat
σ_m — Abaterea cvadrică mijloc al distribuirii momentului de frecare.
t — Variabilă normată a distribuirii din fig. 3

Avînd:

$$C_a = C + t \cdot \sigma_m,$$

rezultă:

$$t = \frac{C_a - C}{\sigma_m}.$$

Valoarea lui t variază între 2,7 şi 3.

Aceasta echivalează — urmînd funcţia lui Laplace — că procentul restului (rebutului) de rulmenţi nu depăşeşte 0,35 la 0,13% din numărul total al rulmenţilor studiaţi.

Se poate trage concluzia că rulmenţii de fabricaţie FLT sînt pe de-a întregul operaţionali în gama valorilor considerate.

Este important de subliniat că rarii rulmenţi care depăşesc cu foarte puţin momentul de frecare admisibil sînt eliminaţi deşi au evidente calităţi de exploatare. Este o garanţie pentru cei care se folosesc de rulmenţi ca să obţină rulmenţi numai de înaltă calitate.

Încercări de durată a rulmenţilor de tip 2 RS

Încercările de durată ale rulmenţilor de tip 2 RS sînt mult mai dificile decît încercările analoage ale rulmenţilor normali.

Problema a fost rezolvată într-un mod pozitiv de întreprinderile FLT.

Consideraţiile relative cu privire la încercările rulmenţilor de tip 2 RS se bazează pe metoda încercărilor duratei rulmenţilor normali al căror principiu este definit de formula:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \text{ h} \qquad (1)$$

unde :

L_h — durata nominală în ore a rulmenţilor;
C — sarcina dinamică de bază;
P — sarcina echivalentă;
ε — exponent de durată; se adoptă — $\varepsilon = 3$ pentru rulmenţii cu bile;
n — viteza de rotaţie a inelului interior în $\min^{-1}$.

Se adoptă pentru încercări :

$$0{,}1 \leqslant \frac{P}{C} \leqslant 0{,}6 \text{ şi } \frac{P}{C_0} < 0{,}5$$

unde :

C_0 — sarcina statică de bază şi $n = (0{,}4 - 0{,}6)\ n_w$, cu
n_w — viteza limită pentru un rulment dat în mn^{-1}

Dacă se consideră formula (1), se constată imediat că încercările de durată ale rulmenţilor normali pot fi limitate la 250 de ore, şi se poate coborî sub această valoare.

Este necesar de subliniat aici că este vorba despre durata nominală L_{10} care este cea atinsă sau depăşită de 90% din rulmenţi. Durata diverselor exemplare de rulmenţi nu este aceeaşi, dar ea este în general cu mult superioară, pentru majoritatea rulmenţilor, duratei nominale L_{10}.

Rulmenţii sînt supuşi în cadrul exploatării normale la sarcini P mult mai slabe decît cele din timpul încercărilor. Aceste sarcini sînt cuprinse în limitele lui $P = /0{,}03 - 0{,}1/C$.

Consecinţa este o alungire a duratei de funcţionare a rulmenţilor care pot atinge 10.000 de ore.

Rulmenţii cu garnituri de tip 2 RS nu pot fi încercaţi în acelaşi mod ca rulmenţii normali. Într-adevăr, garniturile de etanşeitate sînt supuse în practică la sarcini continue (forţe de presiune) şi îmbunătăţirea lubrefiantului nu este proporţională cu lucrul efectuat de rulment.

Uzina de lagăre cu rulmenţi FLT a pus deci la punct o metodică de încercare a duratei rulmenţilor de tip 2 RS, permiţînd efectuarea încercărilor duratei rulmenţilor ca şi încercări ale duratei garniturilor de etanşeitate şi ale lubrefiantului.

Calculul duratei rulmenţilor efectuat pentru sarcini:

$$P < 0{,}1\ C,$$

care corespund la condiţii de exploatare normale. Viteza de rotaţie reţinută este relativ ridicată şi egală la:

$$n = /0{,}5 : 0{,}6/n_1,$$

unde n_1 este viteza de rotaţie limită a rulmenţilor de tip 2 RS.

Diferenţele de sarcină pentru un rulment cu şi fără garnituri de etanşeitate sînt puse în evidenţă în figura 4.

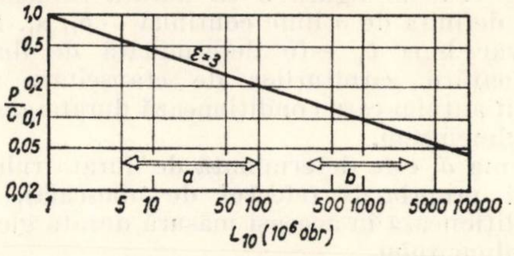


Fig. 4 — Gama de sarcini folosite în probele de durată a rulmenţilor normali *a* şi etanş *b*.

După ce au fost efectuate calculele duratei rulmenţilor, aceştia sînt supuşi la eforturi de lungă durată în bancul de probă.

După cum am mai menţionat, probele sînt efectuate cu o sarcină slabă şi durata care rezultă de la probă este foarte mare.

Iată de ce a trebuit să fie supus simultan la probă un număr mare de rulmenţi, pentru a se obţine într-un ciclu de măsură un eşantion real care să fie suficient.

A fost adus pentru a fi conceput şi realizat la FLT un post special de probă de tip U L — 69, destinat probelor simultane duratei rulmenţilor, a garniturilor de etanşeitate RS şi a lubrefiantului.

Rezultatul măsurătorii

Numeroasele probe efectuate au confirmat calculele duratei rulmenţilor de tip RS. Figura nr. 5 reprezintă un exemplu de curbă de dispersie a duratei rulmenţilor de tip 2RS.

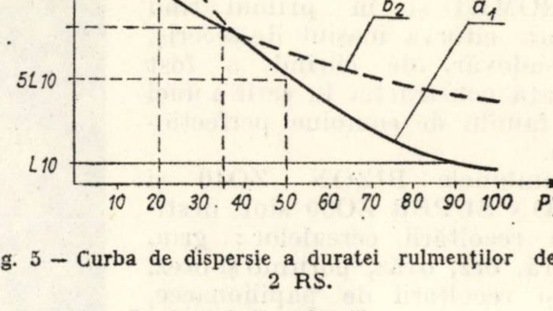


Fig. 5 — Curba de dispersie a duratei rulmenţilor de tip 2 RS.

L_{10} — Durata nominală a rulmenţilor
L_h — Durata reală a rulmenţilor
P — Procentajul numărului total de rulmenţi probaţi.

În acord cu consideraţiile de mai sus, s-a considerat că durata este bună atunci cînd ea este egală sau superioară lui L_{10}.

Se vede în figura 5 că durata rulmenţilor este definită de o linie continuă — b_1, a_1. Într-adevăr linia b_1 este determinată de durata exploatării garniturilor de etanşeitate şi a lubrifiantului care condiţionează durata globală a rulmentului.

Linia a_1 este determinată de durata rulmentului propriu-zis (efectul de oboseală), care condiţionează în aceeaşi măsură durata globală a rulmentului.

Curbele întrerupte a_2 şi b_2 sînt liniile admise (presupuse) ale duratei reale a rulmenţilor şi a garniturilor de etanşeitate, cuprinzînd şi lubrifiantul presupus căci distrugerea elementelor asociate a oprit în mod firesc desfăşurarea probei.

— Rezultatele obţinute sînt pozitive în acest sens că durata rulmenţilor completi (cf. fig. 5) este de mai multe ori superioară duratei minimale L_{10} în general acceptată. Se poate citi de exemplu, că 20% din rulmenţi au o durată superioară sau egală cu 9,2 L_{10} : 50% din rulmenţi au o durată superioară sau egală cu 5 $\cdot L_{10}$.

Este deci interesant de constatat că rulmenţii cu garnituri de etanşeitate nu-şi pierd calităţile de exploatare, simplificînd în mod considerabil construcţia lagărelor cu rulmenţi, şi eliminînd orice deservire asupra ansamblului perioadei de exploatare.

Concluzii

Rezultatele obţinute constituie o confirmare a nivelului tehnic foarte ridicat atins cu rulmenţii de tip 2 RS fabricaţi de întreprinderile FLT. Calitatea rulmenţilor de tip 2 RS a fost stabilită de multiple observaţii efectuate în condiţii normale de exploatare, ceea ce constituie o garanţie a bunei funcţionări pentru utilizatorii potenţiali.

◆

CZ 631.3

Industria de maşini agricole

Ing. Tadeusz NOWAKOWSKI

Industria de maşini agricole este una dintre ramurile construcţiei mecanice care a cunoscut o dezvoltare foarte rapidă în Polonia populară. Ea dispune de o bogată experienţă teoretică şi practică. Uniunea industrială a maşinilor agricole AGROMET furnizează aproximativ 80% din producţia poloneză de maşini şi utilaje agricole şi lucrează în mare parte pentru export. Ea grupează 16 uzine, trei turnătorii (dintre care una este în construcţie), două întreprinderi auxiliare, Institutul de maşini agricole, un birou central de studiu, şi dispune de propria întreprindere de comerţ exterior AGROMET—MOTOIMPORT.

Vrem să atragem atenţia în acest articol asupra celor aproximativ 200 de tipuri de maşini agricole fabricate de uzinele AGROMET şi în primul rînd asupra cîtorva maşini de seceriş. Într-adevăr, de curînd a fost lansată construcţia în serie a unei noi familii de combine perfecţionate.

Combinele BIZON ZO40 şi BIZON SUPER ZO50 sînt destinate recoltării cerealelor : grîu, secară, orz, ovăz, porumb şi orez, ca şi recoltării de papilionacee, trifoi şi de alte erbacee şi graminee. Amîndouă sînt dotate cu un diesel cu şase cilindri de 105 CP, răcit cu apă (licenţă Leyland). Direcţia hidraulică ca şi aşezarea centrală a locului operatorului asigură o dirijare uşoară, o observare perfectă a cîmpului de lucru şi o deservire uşor de realizat. Cele două amortizoare hidraulice de suspensie a părţii pentru seceriş reproduc inegalităţile de teren şi echilibrează în mod automat zdruncinăturile în aşa fel încît transferul să se facă fără nici o ciocnire. Conductorul poate regla înălţimea de tăiere între 60 şi 800 mm. Un rabotor ridicător asigură tăierea eficientă chiar a grîului culcat. Un dispozitiv hidraulic permite o reglare uşoară, pe verticală şi pe orizontală

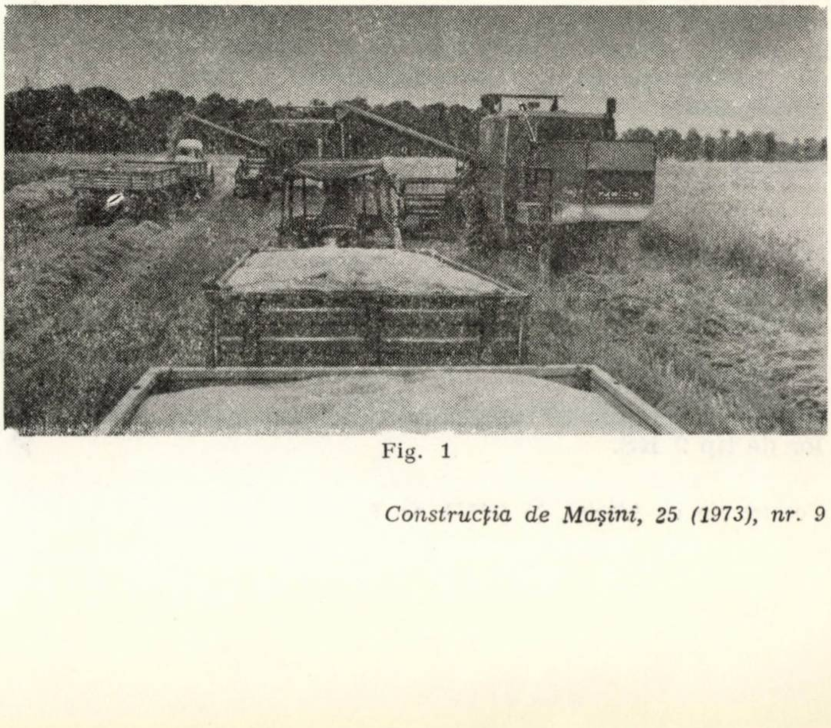


Fig. 1

a poziţiei rabotorului, ca şi variaţia continuă a vitezei între 16 şi 45 rot/min. Combinele BIZON sînt dotate cu coşuri de mare capacitate pentru seminţe (2 şi 2,5 m^3). Descărcarea lor se efectuează fără să fie necesar ca maşina să fie oprită. Reglajul continuu al vitezei treierătorii, între 400 şi 1100 rot/min., ca şi reglajul centralizat al fantei dintre treierătoare şi contratreierătoare garantează un treierat perfect în orice condiţii. Combinele BIZON pot fi echipate cu dispozitive suplimentare pentru recolta de porumb şi de floarea soarelui în seminţe şi cu un picup pentru transportul părţii secerătoare.

Principalele caracteristici tehnice ale combinei BIZON ZO40 : dimensiunile în poziţia de lucru : lungimea 8,95 m, lăţimea 4,74 m, dimensiunile în poziţie de transport (partea secerătoare pe căruciorul prins în spatele treierătorii) : lungimea 12,80 m, lăţimea 2,95 m, înălţimea 3,83 m, garda de sol 0,36 m, greutatea totală netă 6,45 t, partea secerătoare : lăţimea de lucru 4,2 m, înălţimea de tăiere minimum 60 mm, înălţimea de tăiere maximum 800 mm, partea treierătoare : diametrul treierătorii 600 mm, lăţimea treierătorii 1004 mm, numărul de bătătoare 8, viteza minimă a treierătorii 400 rot/min., viteza maximă a treierătorii 1100 rot/min., numărul de bătătoare ale contratreierătorii 14, numărul de scuturători 4, suprafaţa totală a scuturătoarelor 3,6 m^2, lungimea barelor 3,60 m, sita cu volete reglabile (inferioare şi superioare) cu suprafaţa totală de 2,418 m^2, capacitatea coşului (cu ochi luminos care semnalează plinul) 2000 l, puritatea minimă a seminţei 89 — 99,9%, motorul diesel : puterea nominală 105 ch la 2300 rot/min., cutia de viteze 3 raporturi (demultiplicarea hidraulică continuă, viteza de deplasare ambreiaj sec cu discuri), viteza I 1,5 — 3,6 km/h, viteza II 3,4 — 8,1 km/h, viteza III 8,3 — 19,9 km/h, mers înapoi 3,0 — 7,2 km/h, pneurile înainte 16,9 — 24 — 28, pneurile înapoi 10 — 15, frînele — cu discuri şi cu frecare, comanda la picior.

Principalele caracteristici ale combinei BIZON SUPER ZO50 : dimensiunile în poziţie de lucru : lungimea 8,95 m, lăţimea 5,74 m, înălţimea 3,83 m, garda de sol 0,38 m, greutatea totală netă 6,90 t, dimensiunile în poziţie de transport, partea secerătoare pe căruciorul prins în urma treierătorii : lungimea 13,80 m, lăţimea 3,20 m, înălţimea 3,83 m, partea secerătoare : lăţimea de lucru 5,20 sau 4,20 m, înălţimea de tăiere minimum 60 mm, înălţimea de tăiere maximum 800 mm, partea treierătoare : diametrul treierătorii 600 mm, lăţimea treierătorii 1254 mm, numărul de bătătoare 8, viteza minimă a treierătorii 400 rot/min., viteza maximă a treierătorii 1100 rot/min., numărul de bătătoare ale contratreierătorii 14, numărul de scuturători 5, suprafaţa totală a scuturătorilor 4,50 m^2, lungimea barelor 3,60 m, sita cu volete reglabile (inferioare şi superioare) cu buzunare şi bare şi cu suprafaţa totală de 3,05 m^2, puritatea minimă a seminţei 98 — 99,9%, capacitatea coşului (cu ochi luminos care semnalează plinul) 2500 l, motorul diesel răcit cu apă : puterea nominală 105 ch la 2300 rot/min., cutia de viteze 3 raporturi (demultiplicare hidraulică, ambreiaj sec cu discuri), viteza de deplasare : viteza I 1,6 — 3,9 km/h, viteza II 3,6 — 8,6 km/h, viteza III 8,8 — 21,0 km/h, mers înapoi 3,2 — 7,7 km/h, pneurile înainte 18,4/15—30, pneurile înapoi 10 — 15, frînele cu discuri şi cu frecare, comandă la picior.

La ora actuală se fac intense cercetări şi încercări privind perfecţionarea combinelor şi construirea de noi tipuri, adaptate la recoltarea diferitelor cereale, oleaginoase, leguminoase şi furajere. Se studiază în mod egal perfecţionarea preselor de mare putere. Semnalăm că programul de fabricaţie a materialelor pentru recoltarea cerealelor este completat cu maşini de curăţat seminţele, dintre care vînturătorile cu scuturare şi de uscători cu camere.

Perspective de viitor

Necesităţile crescînde ale agriculturii poloneze, angajamentele luate în cadrul acordurilor cu celelalte ţări socialiste şi în fine posibilităţile de creştere a exportului spre alte ţări îndeamnă la o dezvoltare a capacităţilor de fabricare a maşinilor agricole. Numai în cincinalul actual (1971—1975) AGROMET va investi în total aproximativ 6,2 miliarde de zloţi. Printre principalele realizări în curs trebuie citate:

— construirea unei turnătorii care va furniza anual 50.000 de piese de fontă (sub licenţă japoneză);

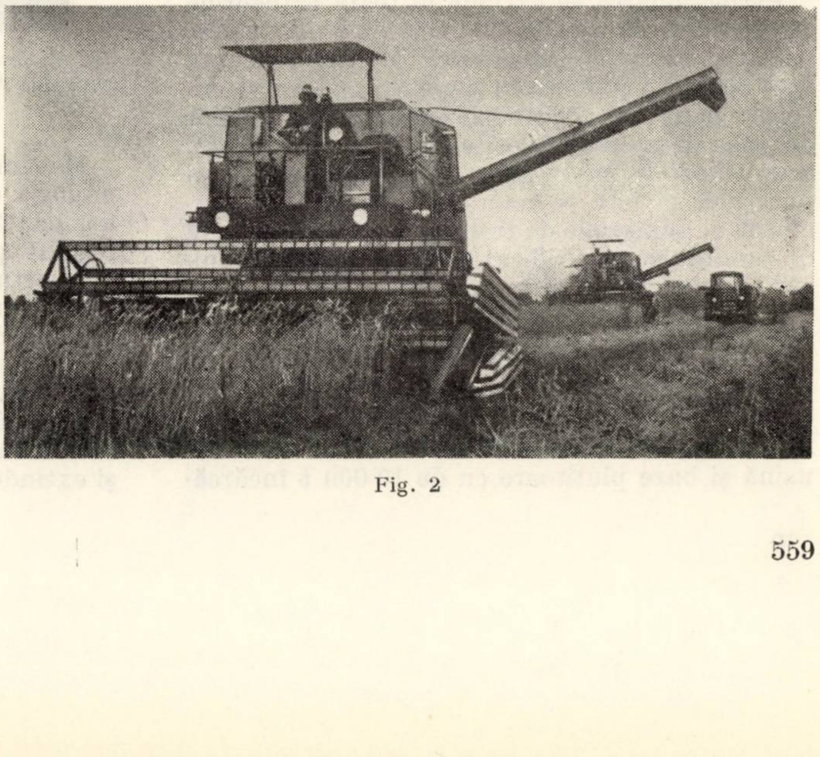


Fig. 2

— construirea unei turnătorii care va furniza anual 32.000 de piese matriţate;

— mărirea şi modernizarea uzinei de materiale de secerat la Plock, care-şi sărbătoreşte centenarul şi a cărei capacitate anuală de producţie va creşte la 4.500 de combine;

— extinderea şi modernizarea întreprinderilor ARCHIMEDES şi a întreprinderilor metalurgice PILMET care vor lansa, între altele, fabricarea de aparate perfecţionate de muls automat.

Programul rapid al producţiei şi lansarea fabricării de noi tipuri de materiale, de mare randament, asigură o situaţie de prim plan cercetării. Un rol conducător revine Institutului de maşini agricole din Poznan. Printre realizările sale trebuie citate noile tipuri de combine, de maşini cu organe de lucru rotative pentru diferite moduri de cultură şi maşini complexe pentru recoltarea furajelor. Progresele tehnicilor agricole formează obiectul de lucru a 30 de centre de cercetare, industriale şi universitare, dintre care cel mai important îl constituie Institutul de mecanizare şi electrificare a agriculturii, care numără mai mult de 50 de ani de existenţă.

În calitate de centru conducător în domeniul construcţiei de materiale de cultură, de seceriş şi de recoltat, Institutul de maşini agricole din Poznan colaborează strîns cu organele similare, atît în Polonia cît şi în străinătate.

* * *

CZ 629.124.72

Noi vase de pescuit

Izabella DZIEDUSZYCKA, doctor în ştiinţe.

Peştele are un rol crescînd în alimentaţia umană, ca şi creşterea vitelor, avicultura etc. Se prevede deci că, de acum şi pînă în anul 2000, produsul pescuitului se va dubla şi va ajunge la 140 000 000 t. Acest fapt necesită, natural, o creştere considerabilă a flotelor de pescuit şi, înainte de toate, o modernizare extinsă a navelor. Noile unităţi vor trebui puse în lucru şi vor trebui să fie capabile să asigure rezultate optime în zonele de pescuit în larg.

Doi factori stimulează construcţia noilor vase de pescuit: dificultăţile crescînde ale pescuitului în regiunile cu acces lesnicios, regiuni care sînt supraexploatate şi unde peştele se răreşte, şi progresele rapide ale construcţiei navale în general.

Perfecţionarea se extinde la toate categoriile de vase, de la traulerele mici pînă la vaseleuzină şi la bazele plutitoare. Modernizarea se face atît prin punerea în lucru a vaselor de concepţie nouă cît şi prin perfecţionarea tipurilor de vase în prezent folosite, aceasta cu ajutorul grupurilor de propulsare şi de comandă mai puternice şi mai economice, cu unelte de pescuit şi cu materiale de transformare care asigură un randament mai ridicat şi cu ajutorul mecanizării şi automatizării tuturor proceselor.

Şantierele navale poloneze sînt printre primii constructori mondiali de vase de pescuit. În ultimii 20 de ani, ele au livrat întreprinderilor naţionale şi străine — sovietice, româneşti, franceze, britanice şi islandeze — 50 de vaseuzină şi baze plutitoare cu de 10 000 t încărcătură fiecare, 14 traulere congelatoare de pescuit în largul mării de 550 — 1.500 t, aproximativ 220 de traulere de 200—500 t, ca şi alte feluri de unităţi.

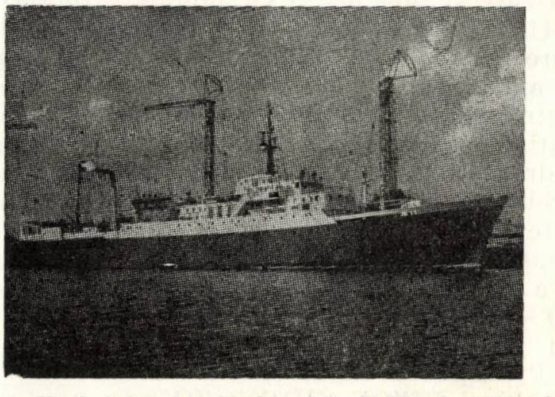


Fig. 1. Unul dintre traulerele-uzină B 22, de 1500 tdw, construite de un şantier naval din Gdansk în anii 1967—1972 pentru România şi Polonia.

Mai mult de 30 de traulere de autonomie mijlocie construite în Polonia îşi flutură pavilioanele în ţări occidentale şi ocupă în mod regulat primul loc, prin volumul pescuitului, în porturile lor de înregistrare. Specialiştii străini, în special cei ai O.A.A. (F.A.O.), apreciază favorabil numeroasele construcţii care ies de pe şantierele poloneze.

Programul de cercetări, de studii şi de construcţie al industriei navale poloneze tinde deci să o facă să participe din plin la modernizarea şi extinderea flotei de pescuit mondiale.

Traulere

Progresul tehnicii de pescuit şi intensificarea campaniilor flotelor moderne antrenează epuizarea rapidă a peştelui în zonele tradiţionale de coastă şi în larg. Din acest motiv apare cererea de traulere-uzină, de supertraulere şi de de ambarcaţiuni super pentru pescuitul tonului, care să aibă o autonomie de mai mult de 70 de zile de navigaţie. Aceste unităţi trebuie să dea dovadă de o excelentă comportare pe mare, de o automatizare şi o mecanizare crescîndă, permiţînd o reducere însemnată a echipajului, şi de o universalitate considerabilă — atît în ceea ce priveşte zonele de acţiune cît şi genurile de pescuit şi de prelucrare a peştelui. Se prevăd construcţii cu 1 000 — 2 000 t încărcătură, 80 — 110 m lungime totală, acţionate de motoare de 3 500 — 4 200 CP, permiţînd viteze de croazieră de 15—17 noduri.

Industria poloneză se specializează din 1960 în construcţia de vase care răspund acestor caracteristici.

Pînă la sfîrşitul anului 1972, şantierele din Gdansk şi din Szczecin au construit — pentru diverse întreprinderi poloneze, româneşti, franceze şi sovietice mai mult de 150 de traulere-uzină şi de traulere congelatoare de 1 200—1 500 t. încărcătură.

Traulerul-uzină B 419. Şantierul din Gdansk a construit în ultimii ani, pentru flotele de pescuit româneşti şi poloneze, o serie de traulere-uzină de 1 500 t., acţionate de motoare Cegielski-Fiat de 2500 CP, cu viteză mijlocie. Exploatarea acestor traulere, desemnate cu simbolul B 22, le-a confirmat valoarea, demonstrînd că ele pot fi îmbunătăţite încă mai mult cu ajutorul unui motor de propulsie mai puternic. Aceasta a dus la studiul unui trauler-uzină şi mai modern, cunoscut prin simbolul B 419. Şantierul din Gdansk a lansat construcţia în serie a acestui tip de trauler în urma comenzilor primite din România şi din Polonia.

B 419 este destinat pescuitului de peşte de adîncime şi din largul mării, în apele oceanice, de la regiunile subtropicale pînă la cele subarctice. El este dotat pentru pregătirea, filetarea şi congelarea în blocuri a peştelui ca şi pentru transformarea în făină şi în ulei. Grupul de propulsare se compune dintr-un Diesel Zgoda-Sulzer 6 Z B 40/48, 3 600 CP, 500 rot/ /min., dintr-un reductor Zamech-Renk şi dintr-o elice cu pas variabil Zamech-Liaaen. Gradul de automatizare al camerei maşinilor permite supravegherea de o singură persoană, al cărei post se află la centrala de manevrare şi control.

Echipamentele de pescuit conţin două troliiuri de năvod de 8 t fiecare, care asigură ridicarea tuturor odgoanelor cu 120 m/min, un troliu de ridicare a năvodului cu patru tambure (2 × 8 t şi 2 × 4 t) şi din două troliuri auxiliare de 8 şi 5 t.

Partea uzinei este dotată cu patru rezervoare pentru îngheţarea prealabilă a peştelui, două linii de filetare Baader, două linii de transformare a peştelui MIR—2 (4), de fabricaţie poloneză, cu o instalaţie de conservare care fabrică 500 de cutii pe oră, uzină de făină de peşte (35 t/zi) şi de ulei (300 l/h). Cele patru instalaţii de congelare, orizontale cu plăci contacte, funcţionează cu freon R 22 şi pot prelucra 35 t/zi de produse. Maşinile şi instalaţiile permit automatizarea crescîndă a proceselor de transformare a peştelui şi de manipulare a produselor.

Primele traulere B 419, construite potrivit prescripţiilor şi sub supravegherea Registrului maritim polonez (PRS), vor fi predate armatorilor români şi polonezi chiar în acest an.

Traulerul-uzină de 1350 t din seria „Victor Pleven''. Unul dintre traulerele-uzină cele mai moderne lansate de şantierele poloneze este „Victor Pleven'', terminat la Gdynia în septembrie 1971 pentru un armator francez. Această navă de 1 350 t a fost concepută pentru pescuitul cu năvod dublu, în Atlanticul de nord, al peştilor mari de adîncime şi pelagici din larg ca şi pentru prelucrarea lor : tăiere, curăţire, filetare, sărare şi congelare la —28°C în blocuri. Se operează şi transformarea în ulei şi făină de peşte.

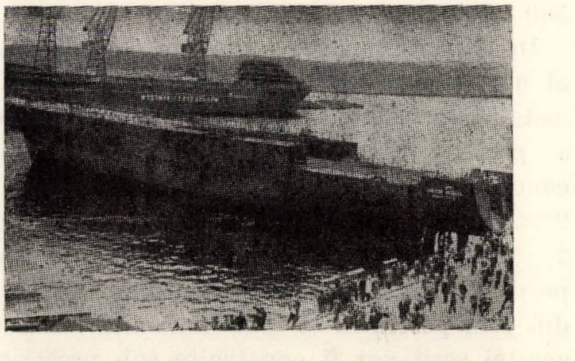


Fig. 2. „Victor Pleven'', trauler uzină de 1350 tdw, construit în 1971 pentru un armator francez.

„Victor Pleven'' este propulsat de un motor Pielstich 6 PC 2 L 400, 2700 CP, 500 rot/min, care — printr-un reductor Zamech — Renk — antrenează elicea cu pas variabil. Motorul este telecomandat fie de pe pasarelă, fie dintr-o cabină insonorizată aşezată în sala maşinilor.

Echipamentele pentru pescuit conţin un troliu de năvod de 18 t forţă la cîrlig şi înzestrat cu două tambure, răsucite fiecare la 120 m/min, 2930 m de cablu cu 26 mm diametru şi un troliu de ridicare cu patru tambure (2 × 8 t pe tamburele mijlocii de 2 × 4 t pe tamburele laterale) care asigură înfăşurarea cablului cu vitezele respective de 20 şi 40 m/min. Cele două troliuri sînt telecomandate de la pupitrul de manevrare din apropierea planului înclinat.

Munca la bord a fost într-o mare măsură mecanizată datorită unui bogat ansamblu de dispozitive.

Partea uzinei cuprinde două rezervoare de 25 m^3 pentru stocajul prealabil al peştelui, o maşină de spălat, şapte maşini de tăiat, de curăţat şi de filetat Baader de diferite tipuri pentru peştele alb şi heringi, un tren de făină de peşte producînd 25 t/zi, patru congelatoare Jackstone dau 1,5 t/zi de blocuri congelate la 20°C şi două congelatoare Sabrac care dau 10 t/zi de blocuri congelate la aceeaşi temperatură. Fluidul frigorigen folosit este R 22 (freon).

,,Victor Pleven'' a fost construit conform prescripţiilor şi sub supravegherea Biroului Veritas. Este cea mai mare şi în acelaşi timp una dintre cele mai moderne unităţi franceze de pescuit în larg. Comenzile pentru traulere de acest tip dovedesc aprecierea de care se bucură.

Traulerul-congelator de 1070 tdw. Şantierul din Gdansk a lansat construcţia unei noi serii de traulere congelatoare de 1070 tdw, ale căror caracteristici principale sînt : lungimea totală 80,5 m, lăţimea 12,9 m, înălţimea pînă la podul superior 8,8 m, pescaj 5,3 m, motor Zgoda – Sulzer 8 ZB 40/48, de 4000 CP, 500 rot/min.

În afară de puterea motorului, un alt avantaj al noii unităţi va fi debitul mare (60 t/zi) al instalaţiilor sale de transformare şi de congelare a peştelui. Unul dintre noile echipamente concepute va fi troliul de năvod, care are 2 × 12,5 t forţă la cîrlig, şi care înfăşoară 2 × 4000 m de cablu cu 28 mm diametru pe cele două tambure principale. El va uşura din plin pescuitul la mari adîncimi. Traulerele acestei serii vor fi construite sub prescripţiile Lloyds Register of Shipping.

Pregătiri pentru construcţia noilor traulere. Şantierele poloneze se străduiesc să pună pe cală alte noi tipuri de traulere-uzină şi traulere—congelatoare. Printre ele trebuie să notăm super—traulerul de aproximativ 3 600 tdw, cu cala de 4 000 m^3. Acest vas de concepţie nouă, destinat pescuitului în Atlantic, va fi prevăzut cu diferite dispozitive electrice şi electronice care vor automatiza pescuitul însuşi. El va fi propulsat de două motoare de 3600 CP fiecare, cu viteză mijlocie, comandînd o elice cu pas variabil.

Să notăm şi proiectul unui trauler-uzină de 1200 tdw, acţionat de un motor de 3600 CP, cu viteză mijlocie. Primul din această serie, desemnat prin simbolul 13418/II, va fi lansat înainte de sfîrşitul anului 1974.

O trăsătură deosebită a tuturor traulerelor constă — în afară de puterea mărită a motorului — în automatizarea crescîndă a sălii maşinilor şi a altor echipamente, ca şi în mecanizarea şi în automatizarea operaţiilor cerute de pescuit şi de transformarea peştelui. În acest fel va fi posibilă o reducere însemnată a efectivelor de oameni.

Vase frigorifice

Pescuitul în larg este astăzi rezultatul fie al marilor vase autonome, fie a unor veritabile expediţii ale traulerelor care cooperează cu un vas-bază sau cu vase frigorifice ; acestea din urmă încarcă pe mare produsul pescuitului (peşti întregi şi filetaţi, congelaţi, ulei şi făină de peşte) şi se îndreaptă spre portul de destinaţie.

,,Halniak'' – vas frigorific de 4 400 tdw. Primul constructor al bazelor de pescuit plutitoare, şantierul din Gdansk, a lansat recent vasul ,,Halniak'', primul dintr-o serie de vase frigorifice de 4 400 t încărcătură adaptate la încărcarea în apele din nord-vestul şi centrul Atlanticului şi la transportul peştilor congelaţi şi al produselor rezultate din transformarea peştilor.

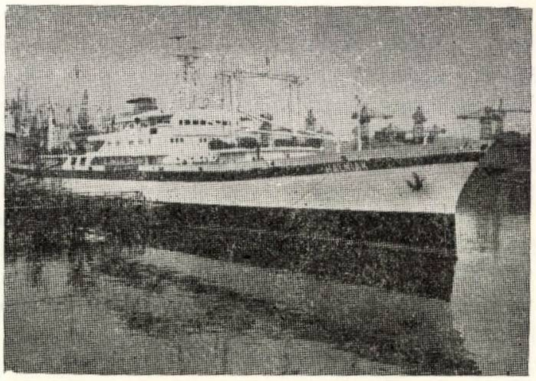


Fig. 3. Vas frigorific, tip ,,Halniak'', de 4400 tdw, construit de un şantier naval din Gdansk.

,,Halniak'' are două poduri continue (superior şi de măsură) şi două poduri cu grilaj, de asemenea continue. Cele patru cale, îngheţate la –25°C, sînt împărţite în opt compartimente. Instalaţia de îngheţare, care funcţionează cu R 22 (freon), este cu sistem indirect, cu două etaje. Aparatele de ridicare şi de manipulare a produselor cuprind opt catarge mecanizate, cu încărcătură de 3 t forţă la cîrlig fiecare, şi opt troliuri electrice de 3,0/1,5 t. Nava este propulsată de un motor Stocznia Gdanska-Burmeister & Wain 762 VT BF 140, de 8 400 CP la 139 rot/min, permiţînd dezvoltarea a 18 noduri. Cele patru grupuri electrogene se compun fiecare dintr-un motor de 500 CP şi dintr-un generator de 400 kVA. Seria construcţiilor ,,Halniak" se desfăşoară sub supravegherea Registrului maritm polonez (PRS). Trei vase frigorifice de acest tip au intrat în lucru anul trecut.

Vas frigorific de 8 200 tdw. Şantierul din Gdansk pregăteşte punerea pe cală a unui nou tip de vas frigorific pentru deservirea flotelor de pescuit în larg, în Atlanticul de nord-est. Această unitate de 8 200 t încărcătură, foarte modernă, va fi propulsată de două motoare Zgoda-Sulzer 8 ZB 40/48, de 4800 CP la 500 rot/min fiecare. Calele de mare capacitate vor fi îngheţate de o instalaţie care va funcţiona cu freon R 22 şi va asigura temperatura constantă de −28°C. Primul vas din această serie va fi lansat în 1974.

★

Această trecere în revista concisă a noutăţilor construcţiei navale poloneze pusă în serviciul pescuitului maritim dovedeşte progrese care permit lansarea de vase cu caracteristici tehnice şi calităţi de exploatare mereu îmbunătăţite (tabela 1).

Tabela 1

Caracteristici tehnice ale traulerelor şi ale vasului frigorific ,,Halniak".

Caracteristici	Unitate de măsură	Trauler-uzină B 4419	Trauler-uzină congelator ,,Victor Pleven"	Vas frigorific. ,,Halniak"
1	2	3	4	5
Lungimea totală	m	88,30	90,55	119,70
Lungimea între perpendiculare	m	80,00	81,60	110,00
Lăţimea	m	15,00	15,00	17,00
Înălţimea pînă la podul superior	m	9,75	9,40	11,20
Înălţimea pînă la podul principal	m	7,05/7,35	6,80/7,00	9,00
Pescajul	m	5,52	5,20	7,30
Calibrul brut	BRT	2660	2290	5274
Încărcătura	t	1475	1350	4400
Capacitatea totală a calelor	m^3	1957	2040	5460
Puterea motorului	CP	3600	2700	8400
Viteza de croazieră	noduri	15,1	14,5	18,0
Autonomia	zile m.marine	80	90	— 10000
Efective	oameni	88	62	50

◆

CZ 621-71:624.92

O nouă metodă de construcţie a refrigerenţilor cu trepte

Dr. ing. Marian GOLCZYK

După ce a construit în anii 1966−1969 patru refrigerenţi cu trepte de 27 000 m^3/h randament fiecare, pentru răcirea a patru tranşe de 200 MW la centrala din Thierbach (fig. 1 — starea lucrărilor în toamna anului 1968), întreprinderea CHLODNIE KOMINOWE, din Gliwice, a început în primăvara anului 1970 construirea altor patru refrigerenţi de debit şi de îngrămădire mai înalţi, pe terenul centralei Hagenwerder III, transferînd acolo tot materialul său de pe şantierul Thierbach.

Noii refrigerenţi ai centralei Hagenwerder, de 34 500 m^3/h debit fiecare, trebuie să răcească apa în două tranşe de 500 MW (doi refrigerenţi pe tranşă). La temperatura înconjurătoare de 8,8°C şi la umiditate relativă de 80%, temperatura nominală a apei răcite şi la umiditate relativă de 80%, temperatura nominală a apei răcite nu trebuie să depăşească 24°C.

Dimensiunile refrigerenţilor sînt :

— înălţimea deasupra solului — 100 m (din care orificiile de intrare ale stîlpilor infrastructurii la 5 m),

— adîncimea rezervorului cu apă — 3,00 m,

— adîncimea tălpii fundaţiei — 3,90 m,

— diametrul în axa tălpii fundaţiei —80,84 m,

— diametrul suprafeţei rezervorului —72,28 m,

— diametrul mantalei la intrarea aerului — 75,00 m,

— diametrul mantalei la îngustare 41,00 m,

— diametrul mantalei la nivelul inelului superior 42,66 m.

Comparaţia dintre caracteristicile tehnice şi debitul de 34 500 m^3/h demonstrează că refrigerenţii din Hagenwerder vor fi printre cei mai eficienţi din lume. Sînt singurii refrigerenţi din beton cu mantaua monolitică care au fost construiţi nu numai în condiţii geologice extrem de dificile, ci şi pe un teren expus deteriorărilor de tip minier şi mişcărilor seismice care afectează acest loc. Condiţiile geologice şi solul nefavorabil constau înainte de toate în grosimea stratului superficial (mai mult decît 40 m), format din roci semicompacte, plastic dure şi plastic moi. Aceste soluri se caracterizează prin compresibilitatea foarte diferenţiată, de la 60 kg/cm^2 pînă la 700 kg/cm^2, şi prin prezenţa straturilor de lignit care sting 12 m grosime. Cariera în curs de amenajament se găseşte la aproximativ 1 km de centrală, ceea ce poate atrage schimbarea regimului hidraulic şi surparea foarte variată a diverselor părţi de fundaţii ale fiecărui refrigerent.

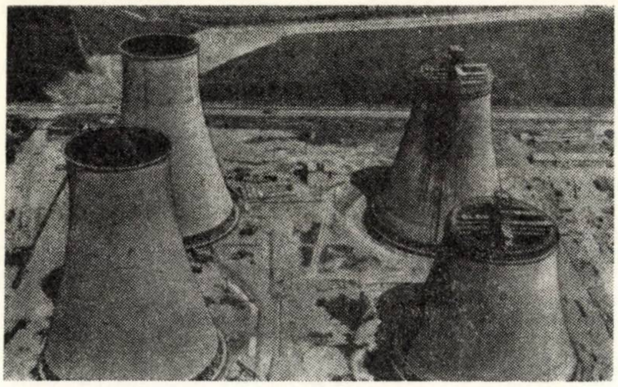


Fig. 1

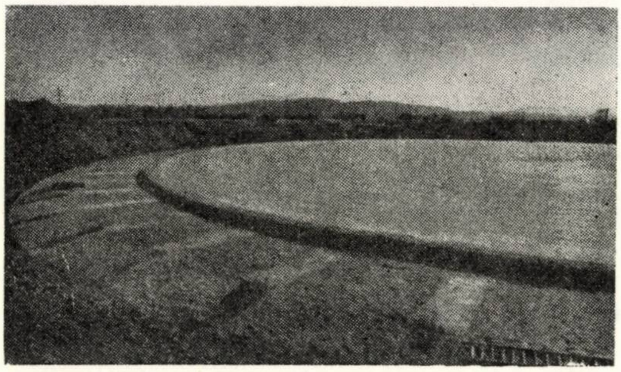


Fig. 2

Instalarea centralei pe un teren a cărui seismicitate atinge 5° MCS, şi unde acceleraţiile gravitaţiei variază deci între 12 şi 25 cm^2, a impus introducerea unui coeficient seismic egal cu 0,02 în proiectul de construcţie. Aceste condiţii au necesitat fundaţii diferite considerabil de cele cunoscute pînă în prezent.

Aspectul solurilor cu portanţă slabă şi absenţa unui strat de mare rezistenţă au exclus aplicarea stîlpilor verticali dar nici nu s-a putut recurge la fundaţii puţin adînci sub forma fundaţiei inelare a cărei lărgime la talpă să corespundă mărimii maxime a tensiunilor admisibile în sol, această soluţie putînd provoca surparea unei porţiuni de aproximativ 15 cm cel puţin.

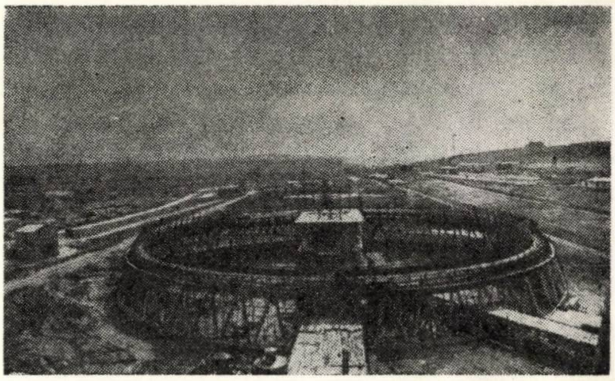


Fig. 3

În vederea rezolvării corecte a acestei probleme complicate au fost instalate 54 de praguri (fig. 2) de beton armat, distanţate la 4,7 m, dispuse radical spre centrul refrigerentului şi corespunzînd dispunerii perechilor de stîlpi oblici. Toate pragurile, cu aceeaşi lăţime de 2 m şi aceeaşi înălţime de 1,50 m, se diferenţiază prin lungimea lor, de la 5 la 10 m, potrivit sarcinilor şi tensiunilor maxime din sol. Pragurile înseşi sînt implantate pe o pernă de pietriş compact cu grosimea de 1,00 la 4,00 m după condiţiile locale. Nişele bilaterale pe laturile pragurilor (fig. 4) pot primi cricuri hidraulice, permiţînd în viitor nivelarea suprafeţei inferioare a inelului de fundaţie, aceasta prin inserarea de table de oţel cu o grosime corespunzătoare în fanta dintre suprafaţa superioară a pragului şi faţa de sprijin suport a fundaţiei.

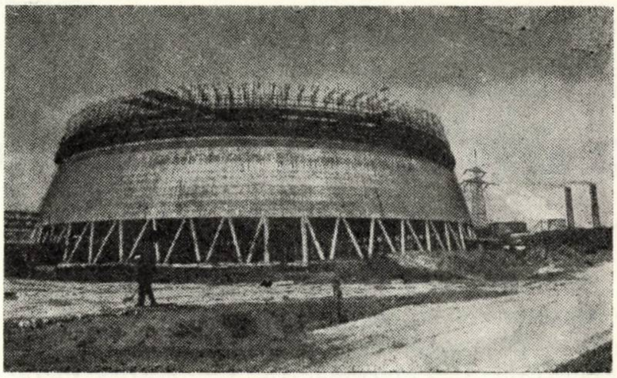


Fig. 4

◆

CZ 624.82.8

Rulmenţii FLT în maşinile şi instalaţiile moderne

Ing. Stanislaw CHICZEWSKI

Relativ tînără, industria de rulmenţi poloneză a depăşit etapa cea mai grea a dezvoltării sale. 24 de ani după punerea în funcţiune a primei uzine, marca de fabrică FLT este cunoscută în aproape toate ţările lumii şi se bucură de o excelentă reputaţie în ţările înalt industrializate, care serviseră drept exemplu pentru constructorii polonezi la început.

Rulmenţii FLT au fost apreciaţi de multe ori de către diferiţi mari producători de maşini şi instalaţii. Chiar de la începutul exportării lor, rulmenţii FLT au fost încercaţi şi socotiţi pozitivi de către:

— New York Testing Laboratories Inc. la data de 25.IX.1965;

— National Engineering Laboratory East Kilbride — Glasgow, la data de 13.VIII.1968;

— Compania franceză SFR — cu ocazia încercărilor vagoanelor poloneze dotate cu rulmenţi FLT, în 1968.

În anul 1971, uzinele poloneze au fabricat circa 60 000 000 de rulmenţi de toate tipurile. Această producţie a acoperit circa 90% din nevoile naţionale şi a permis să se facă faţă comenzilor numeroşilor beneficiari din lumea întreagă.

Catalogul actual al produselor fabricate cuprinde rulmenţi al căror gabarit este de la 3 mm diametru interior pînă la 1 500 mm diametru exterior. Această gamă urmează a mai fi mărită pe măsură ce importanţa comenzilor va face rentabilă producţia în serie a rulmenţilor de alte dimensiuni.

Producţia de rulmenţi creşte într-un ritm foarte accelerat, corespunzînd dezvoltării întregii industrii poloneze. Această creştere cantitativă nu satisface însă ambiţia constructorilor de rulmenţi FLT şi de maşini echipate cu aceştia. Principala preocupare a inginerilor, a economiştilor, a tehnicienilor şi lucrătorilor este calitatea, în sensul cel mai larg al cuvîntului. Cele patru uzine, dintre care fiecare se specializează în fabricarea unei game concrete de rulmenţi, beneficiază de lucrările Centrului de studii (OBR—FLT), organizat în cadrul Combinatului FLT şi instalat în vecinătatea uzinei din Kielce, cea mai recent construită.

Sarcinile principale ale Centrului şi ale filialelor sale de la Varşovia (vechiul Birou centru de studii pentru rulmenţi CBKLT) şi de la Krasnik (vechea întreprindere experimentală) sînt de a dezvolta construcţia de rulmenţi moderni şi perfecţionaţi, de a îmbunătăţi tehnologiile de producţie şi de a reduce preţurile de cost. Numeroase încercări se referă la precizia execuţiei, la durata de viaţă şi la fiabilitatea rulmenţilor. Centrul dispune de aparate dintre cele mai moderne, fie importate (aparatele Talyrond, Talysurf etc.), fie concepute în Polonia şi destinate studierii nivelului zgomotelor, al vibraţiilor, rezistenţei materialelor, lubrifianţilor, produşilor anticorosivi etc.

Se efectuează pe scară foarte mare încercări de exploatare a rulmenţilor FLT, în strînsă colaborare cu producătorii de materiale interesaţi, dintre care cei mai importanţi sînt:

— industria de motoare electrice;
— industria de maşini-unelte;
— industria de maşini textile;
— industria maşinilor agricole;
— industria maşinilor miniere;
— industria materialului rulant;
— siderurgia;
— metalurgia neferoaselor etc.

Programul fabricaţiilor cuprinde în principal rulmenţi normalizaţi, dimensionaţi conform sistemului SI (metric) şi în conformitate cu recomandările Comitetului ISO TC 4.

Trebuie să considerăm, în primul rînd, rulmenţii a căror utilizare hotărăşte adesea cali-

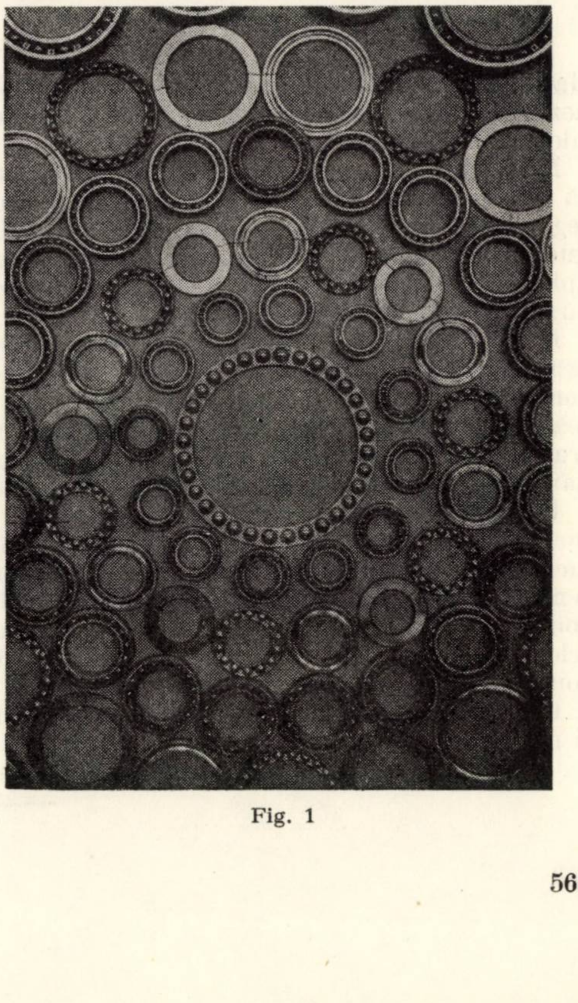


Fig. 1

tatea şi competitivitatea maşinilor şi instalaţiilor moderne pe piaţa mondială.

Cele mai răspîndite sînt întotdeauna lagărele suport cu un rînd de bile. Ele au cîştigat teren prin introducerea garniturilor de etanşeitate din cauciuc, care permit o funcţionare fără supraveghere şi fără **lubrifiere** suplimentară.

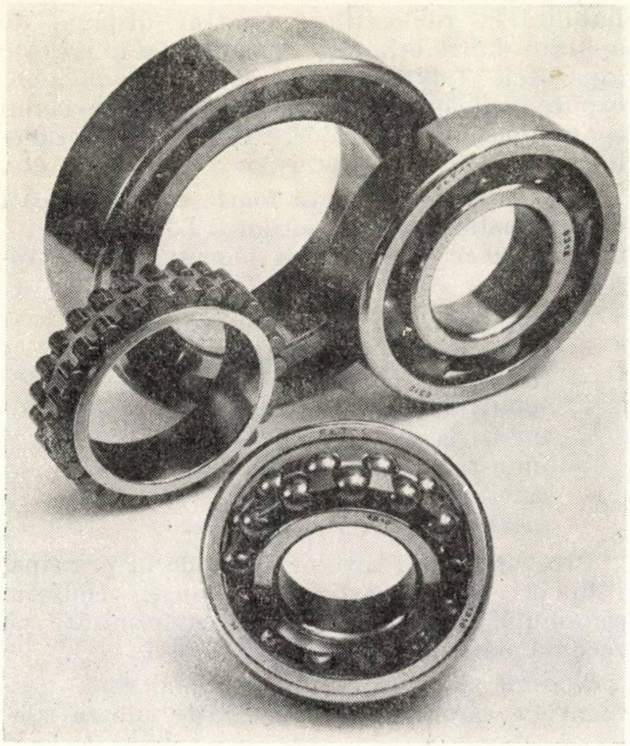


Fig. 2

Garniturile concepute de către specialiştii polonezi asigură o funcţionare foarte bună a rulmenţilor, în aplicaţii foarte variate.

Lagărele suport cu bile, cu suprafaţă exterioară sferică şi cu montură uşoară care permite reglarea rulmenţilor, au găsit — datorită introducerii garniturilor din cauciuc — numeroase aplicaţii noi la maşinile agricole, la comenzile auxiliare etc.

Lagărele suport cu bile, construite în versiunea clasică, sînt nesonore (nivelul vibraţiilor controlat). Aceasta a dat posibilitatea să se realizeze mari progrese, mai cu seamă în construcţia motoarelor electrice de puteri fracţionare, ele echipînd şi aparatele de uz casnic.

Uzinele FLT au reuşit, de asemenea, să înceapă fabricarea rulmenţilor cu bile oblice, care fac parte din echipamentul unor instalaţii foarte sensibile, cum sînt turbinele cu gaze şi turbocompresoarele pentru supraalimentarea motoarelor de propulsie marine. Aceşti rulmenţi sînt construiţi după licenţa unor firme engleze.

Rezultatele excelente obţinute în construcţia şi în exportul — şi anume în Marea Britanie — a numeroase tipuri de maşini-unelte perfecţionate nu ar fi fost posibile fără producţia de rulmenţi de calitate superioară.

În acest domeniu ceea ce este foarte important este să se doteze broşele principale cu rulmenţi foarte rezistenţi. Uzinele FLT livrează în acest scop rulmenţii aparţinînd seriei NN 30 K. Calităţile binecunoscute ale acestor rulmenţi sînt permanent îmbunătăţite datorită execuţiei din ce în ce mai precise a tuturor elementelor lor principale (precizia P 4 conform definiţiei ISO, sau ABEC—7 conform definiţiei americane). Selecţia materialelor, prelucrarea termică specială şi finisajul îngrijit asigură acestor rulmenţi o structură optimă, o siguranţă absolută în funcţionare şi o durată de funcţionare mare, fără reglaje frecvente.

Materialul rulant, fabricat în cantitate mare pentru nevoile căilor ferate poloneze şi pentru export, este echipat în majoritate cu cutii de unsoare cu roluri duble, de tipul NUJ+NUP, conform recomandărilor Uniunii internaţionale a căilor ferate (U.I.C.).

Această soluţie judicioasă, adoptată acum 20 de ani, atunci cînd avantajele ei nu erau încă binecunoscute şi apreciate, a permis să se renunţe la importul de lagăre cu rulouri bombate şi să nu se mai utilizeze, în construcţia de vagoane, decît rulmenţi de fabricaţie poloneză.

Cu toate că cutiile de unsoare normalizate sînt de construcţie relativ uşoară şi că vitezele comerciale ating şi depăşesc chiar 160 km/h, lagărele cu rulouri de 120 × 240 × 80 mm sînt în total satisfăcătoare. Actualmente se studiază construcţia unor cutii cu rulouri pentru locomotivele şi vagoanele care trebuie să circule cu 200 km/h. Se utilizează, de asemenea, lagăre cu rulouri dotate cu un element elastic care amortizează sarcinile transversale pe şină, adică paralele cu axa lagărului.

Trebuie să semnalăm că locomotivele poloneze sînt deja echipate cu cutii cu rulouri uşoare şi foarte late, de tipul NUJ+NUP 3232, dimensionate conform planului general ISO.

De cîtiva ani, lagărele şi rulmenţii cu bile conice sau bombate sînt în mare evoluţie. În producţie, aceasta se reflectă atît în ceea ce priveşte modificarea structurii interioare a rulmenţilor, care tinde să mărească capacitatea de încărcare şi vitezele de rotaţie admisibile cît şi în ceea ce priveşte gama produselor fabricate.

În fine, se începe acum producţia unor noi serii normalizate de rulmenţi mai uşori şi mai laţi, care permit să se reducă greutatea maşinilor echipate cu aceştia, urmînd astfel tendinţa mondială de reducere a greutăţii materialelor şi de miniaturizare în general.

Manifestări ştiinţifice şi tehnice

Estimo' 73 simbol al tehnicii avansate

În iunie a.c. ţara noastră a găzduit timp de opt zile, în cadrul Tîrgului Internaţional — Bucureşti, prima Expoziţie internaţională de maşini şi echipament pentru silvicultură, industria lemnului şi a mobilei, transporturi, construcţii şi instalaţii. Această manifestare a prilejuit din nou întîlnirea şi colaborarea dintre specialiştii ţărilor participante şi totodată confruntarea realizărilor din importante domenii ale tehnicii.

Ţara noastră, ca ţară gazdă, a fost reprezentată de 27 centrale industriale şi firme de comerţ exterior din economia forestieră şi a materialelor de construcţii, din construcţiile de maşini grele, maşini-unelte şi electrotehnică, din industria chimică, precum şi din domeniul construcţiilor industriale şi al transporturilor.

Au participat, de asemenea, unele institute de cercetări şi proiectări, cu creaţii specifice domeniului în care îşi desfăşoară activitatea.

Pe o treime din suprafaţa totală a expoziţiei standurile româneşti au expus cele mai reprezentative produse prezentate de firme de prestigiu de comerţ exterior. Astfel, din domeniul construcţiilor de maşini, „Autotractor" a prezentat tractoarele S—651, S—1500 SL, U—651 cu troliu TL—2, şi tractoarele universale 445, 550, 550 DT, autocamioanele SR—131, SR—132, SR—113 ND, SR—113 LP, SR—114, SR—115 cu semiremorcă SRP—10, autocamionul ROMAN 12135 DEFAL şi DFK, autobasculanta DACT 2722 de 17 t şi de 30 t, autotrenul forestier ATF—10 (fig. 1) şi remorca RM—2.

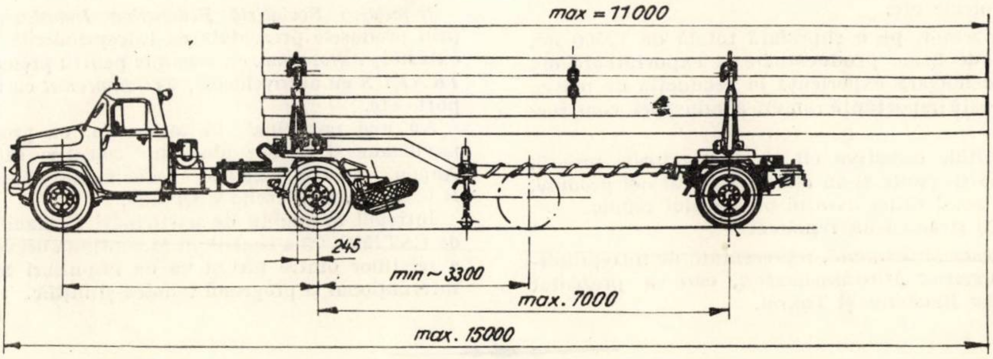


Fig. 1

MECANOEXPORT a prezentat, printre altele, diferite armături sanitare din alamă şi fontă, articole de feronerie, compresorul cu membrană, maşina de finisat pardoseli, maşina de spălat pardoseli, betoniera autopurtată pe tractor U—650, de 250 l. betoniera BL—250, malaxorul de mortar, excavatorul hidraulic P—401, motopompa MOPSI şi altele.

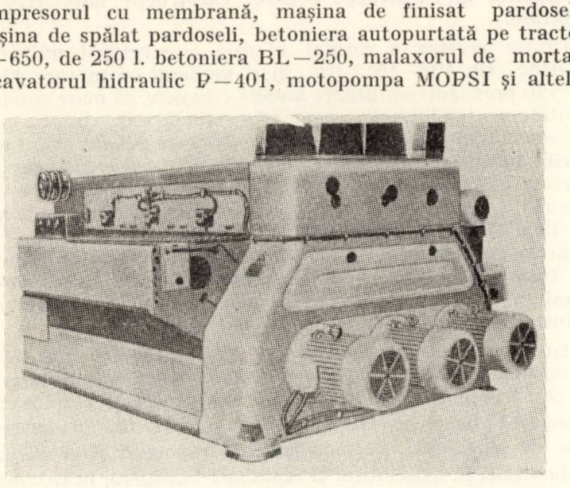


Fig. 2

MAŞINEXPORT a fost prezentă la această expoziţie cu ferăstrăul circular pendular PAH—2, ferăstrăul panglică FP—8, ferăstrăul circular universal FCT, maşina de şlefuit cu 3 cilindri MSC—3 (fig. 2) maşina de îndreptat MI—5, maşina combinată cu două operaţiuni M—140—B, strungul de lemn SL—20 şi circularul multiplu CTAM.

Printre noutăţile prezentate de Maşinexport se numără şi maşina universală combinată cu 8 operaţiuni MUT—400 (fig. 3).

FOREXIM-EXPORT a prezentat diferite utilaje pentru industria lemnului, care s-au bucurat de o deosebită atenţie din partea vizitatorilor. Astfel, maşina de prins ramele lăzilor, tăietorul universal Tu—400 × 200, folosit pentru transformarea resturilor de lemn în aşchii, construit în două variante — pentru esenţă tare şi moale, ascuţitoarea automată pentru lame de ferăstrău APF, ascuţitoarea pentru lame de ferăstrău cu plăcuţe din carburi metalice APPD—460, ascuţitoarea universală AUS—200 A, acţionată de un motor electric reglabil cu două viteze, putînd lucra în plan orizontal şi vertical, maşina hidraulică pentru despicat buşteni, tip DH—2, cu o productivitate de 14 $m^3/8$ h, (fig. 4) troliul cu două tambure, tip TL—2, acţionat mecanic pentru a fi montat pe puntea din spate a tractorului, ferăstrăul circular tip CS—39.00 pentru tîmplărie, cu lama de 700 mm, cu o viteză de rotaţie de 2456 rot/min ; încărcătorul frontal IFROM — 204—D (fig. 5), cu o capacitate de ridicare de 2000 kg, la o înălţime de 3,6 m în 7 secunde. Încărcătorul este acţionat de un motor diesel cu 4 cilindri în 4 timpi de 65 CP, 1200 rot/ /min la 29,5 kgfm şi tractorul forestier TAF—650. Tot în cadrul produselor expuse de FOREXIM au fost prezentate telefonul cu amplificator şi cu megafon tip EXTERFON, care reprezintă un sistem electroacustic folosit în convorbiri bilaterale, pe o rază de 10 km, recepţia megafonului fiind

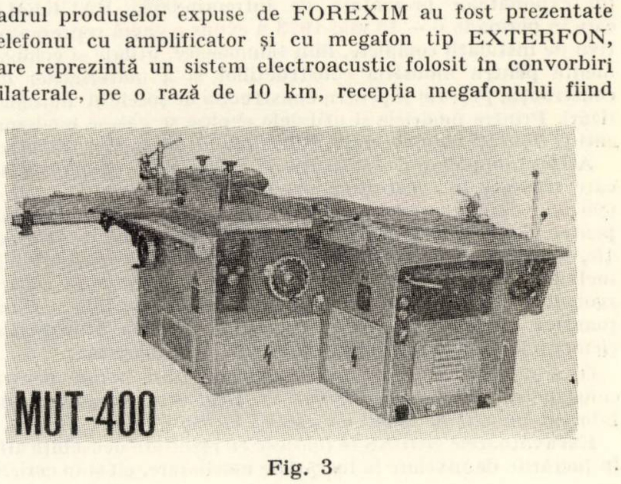


Fig. 3

de circa 100 m, şi indicatorul solicitării la tracţiune pentru cabluri tip AEC—10 FA, care poate fi montat atît pe cablurile întinse ale funicularelor cît şi pe cele relaxate. Au atras atenţia vizitatorilor şi produsele prezentate de *CENTRALA DE TRANSPORTURI AUTO*, ca: maşina pneumatică de nituit, aparatul de gresat cu pedală, instalaţia mobilă de spălat agregate, tip spray, presa hidraulică de banc de 14 tf, aparatul pentru reglarea presiunii în pneuri, bancul pentru verificat pompele de ulei şi servomecanismele de frînă auto, cricul hidraulic tip crocodil de 7 tf, varianta lung şi scurt, cricul tip crocodil de 10 tf, lung şi scurt, macaraua auto tip girafă, suportul de lucru pentru reparat cutiile de viteză, maşina pentru strunjit tamburele de frînă, căruciorul hidraulic pentru suspendat autovehicule, dispozitivul pentru depresat anvelope de pe jenţi, standul cu role pentru probat frînele auto, dispozitivul pentru montat-demontat şi transportat roţi autovehicule etc.

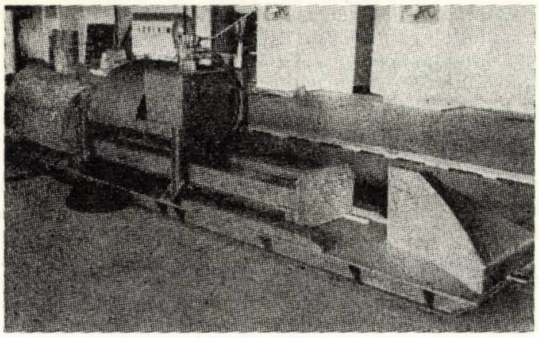


Fig. 4

Estimo' 73 a reunit, pe o suprafaţă totală de 12500 m^2, aproximativ 80 de firme producătoare şi exportatoare din 16 ţări cu o îndelungată experienţă în producţia de maşini şi utilaje din această importantă ramură a industriei constructoare de maşini.

Atît în expoziţiile colective cît şi în standurile proprii, firmele ţărilor participante şi-au etalat cele mai noi produse, demonstrînd cu acest prilej avîntul progresului tehnic.

Dintre oaspeţii străini s-au remarcat:

Republica Democrată Germană, reprezentată de întreprinderea de comerţ exterior *Maschinenexport*, care a prezentat produsele firmelor Baukema şi Takraf.

Republica Socialistă Cehoslovacă a fost prezentă la această expoziţie prin *Strojexport* şi *Strojimport*, cele două firme cu renume mondial, care au prezentat maşini şi utilaje pentru construcţii civile, construcţii de drumuri şi terasamente.

Republica Populară Bulgaria, care a fost reprezentată de firma *Balkancarimpex* prin electrocare, autocamioane, trolii electrice, sortatoare, macarale, acumulatoare etc.

Republica Populară Polonă a fost reprezentată de renumita întreprindere *BUMAR*, prin diferite utilaje pentru construcţii de drumuri, instalaţii de transport pe verticală, maşini de terasamente, remorci şi semiremorci pentru transportul utilajelor de construcţii, instalaţii pentru transportul intern, maşini şi instalaţii pentru prelucrarea mineralelor, materiale de construcţii etc.

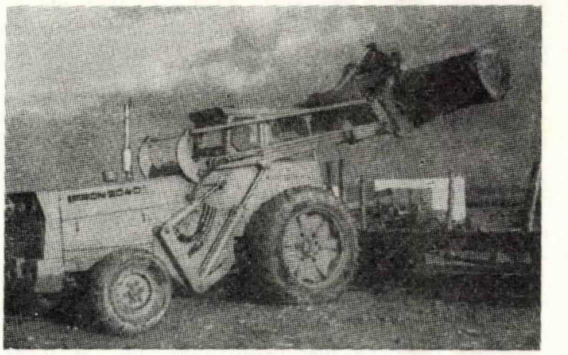


Fig. 5

Republica Populară Ungară a participat cu materiale de construcţii, prezentate de întreprinderea de comerţ exterior *NIKEX*.

Republica Socialistă Federativă Iugoslavia s-a remarcat prin produsele prezentate de întreprinderile sale de comerţ exterior, *Agroprema*, cu maşinile pentru prelucrarea lemnului, *IKARUS* cu autovehicule, *Technopromet* cu utilaje de transport etc.

Au mai participat, de asemenea, cu produse expuse în pavilioane şi în aer liber, în colectiv sau independent, Anglia, Austria, Belgia, Danemarca, Franţa, Finlanda, R.F. Germania, Italia şi Olanda.

Întregul ansamblu de participări şi manifestări prilejuite de ESTIMO' 73 a contribuit la continua dezvoltare şi întărire a relaţiilor dintre ţări şi va da impulsuri noi în comerţul internaţional şi progresul tehnico-ştiinţific.

E. Ştefănescu

Noutăţi din domeniul utilajelor de construcţii prezentate de R.D.G. la Tîrgul Internaţional ESTIMO '73 — Bucureşti

Dintre produsele prezentate de firmele participante din R.D.G. în cadrul MASCHINENEXPORT, au reţinut atenţia exponatelor prezentate de întreprinderea BAUKEMA care în perioada 6 — 13 mai 1973 a expus o gamă reprezentativă de instalaţii complete, linii tehnologice, utilaje şi echipamente pentru industria construcţiilor şi a materialelor de construcţii, precum şi pentru construcţia de şosele şi automatizări. Printre modelele şi utilajele expuse se găsesc modernizări şi noutăţi care au mărit considerabil gama de utilizare.

Astfel Complexul de fabricaţie multiplu MZF—1000 (fig. 1) care serveşte la construirea conductelor de beton de 150—600 mm diametru este prevăzut cu două sau patru pistoane pentru cărămizi fasonate. Toate etapele procesului de fabricaţie, — de la blocarea formelor, transportul conţinutului, închiderea şi deschiderea mecanismului de protecţie contra zgomotului, încărcarea sub vibraţii, presa hidraulică a manşoanelor ţevii şi eliberarea formelor, pînă la transportul elementelor finisate — sînt acţionate hidromecanic.

O altă maşină de modelat elemente din beton pentru construcţii, care a fost expusă la Tîrg, este complexul de fabricat blocuri de beton cu goluri, HDSF—1200.

Excavatoarele NOBAS se folosesc cu rezultate deosebite atît în lucrările de nivelare la lucrări de ameliorare, cît şi în cariere de piatră, la construcţii rutiere, construcţii industriale şi edilitare.

Dintre acestea a reţinut atenţia excavatorul universal NOBAS, tip UB—1212 (fig. 2) şi gréderul cu motor SHM 4—120 prevăzute cu utilaje mobile terasiere de mare productivitate pentru întreaga gamă. Din seria de cupe drepte, cupe inverse, dragline şi echipamente greifer s-au reliefat avantajele excavatorului cu transmisie cu cablu tip UB 1212 care se caracterizează prin securitate, robusteţe şi funcţionare fără zgomot, avînd cablu de urcare pentru 1 m^3 sarcină, prevăzut cu lingură de mare capacitate, de adîncime, de săpat şi de apucat, datorită puterii de antrenare şi volumelor efective de transport, turaţiei carului superior, vitezei de deplasare, presiunii solului şi amortizării acustice, maşini care se numără printre utilajele de frunte din această categorie.

Grederul cu motor tip SHM 4—120 de 120 CP prezintă de asemenea condiţiile pentru o folosire economică multilaterală în construcţii terasiere şi rutiere. Din prospecte rezultă că se comportă bine la nivelări brute, fine şi foarte fine în construcţiile de ameliorări, de canalizare, aeroporturi şi construcţii industriale, în agricultură şi economia forestieră, la sistematizări peisagere şi reparaţii de drumuri. 8 viteze de mers înainte și 4 viteze de mers înapoi, permit viteze de deplasare de la 3 pînă la 45 km/oră.

Instalația de pregătire TELTOMAT V–S distinsă cu Medalia de Aur la Tîrgul de primăvară de la Leipzig 1973 care a fost prezentată ca model la Tîrgul ESTIMO de la București 1973, produce într-o oră 100 tone material amestecat bituminos pentru construcții rutiere. Instalația, echipată cu comandă program pentru funcționare automată, include dozarea, toba de uscare, desprăfuirea, complexul de amestecare cu filtrare la cald, pupitrul central de comandă și silozul de încărcare.

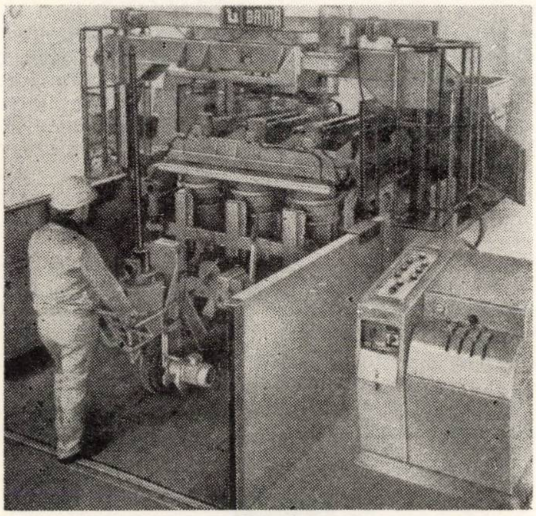


Fig. 1

La o lățime de lucru variabilă de la 3 pînă la 5,50 m, finisorul de asfalt tip SSF–5 facilitează o încorporare adecvată și calitativă a materialului bituminos pentru construcții rutiere. Cu acest utilaj se pot efectua rațional și în timp scurt straturile suport, straturile de legătură și cele de uzură în construcția autostrăzilor și șoselelor. Vagonete basculante cu descărcare frontală umple buncărul pentru 12 tone material al finisorului de asfalt cu amestec bituminos, încorporarea avînd loc cu dublă precompactare.

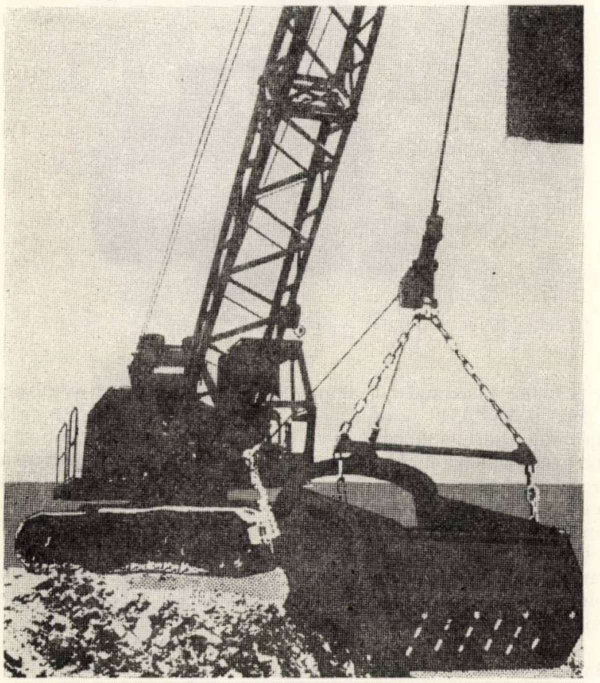


Fig. 2

Pentru o compactare optimă a oricărui fel de sol și umpluturi, sînt cuprinse valțuri pe pneuri, valțuri vibratoare tandem și valțuri pe pneuri, valțuri vibratoare tractate. Industria construcțiilor de mașini din R.D.G. a mai prezentat o serie de tipuri de valțuri vibratoare tractate, cu 4, 8 și 12 tone masă de regim. Corpurile valțurilor vibratoare tractate, echipate cu vibratoare sigure în exploatare și cu întreținere puțină, se pot înlocui, în funcție de condițiile din șantier, cu cilindri picior și cilindri cu roată grilată.

Dintre exponatele prezentate de firma BAUKEMA au atras atenția și maiurile mecanice și electrice, cu folosire multiplă, tipurile ES–63, BS–63, ES–180 și BS–180. Aceste dispozitive de compactare, preiau în construcțiile rutiere, edilitare și industriale, numeroase lucrări de compactare, de exemplu la construcția fundațiilor, la săparea șanțurilor pentru cabluri și țevi, la compactarea umpluturilor ulterioare, la aplicarea straturilor de pietriș și beton.

Printre instalații complete, linii tehnologice și unele utilaje unicate productive pentru industria construcțiilor și materialelor de construcții s-a remarcat și modelul unei linii combinate pentru producerea elementelor de construcții din beton în fabricile pentru plăci mari prefabricate și cu ajutorul mașinilor de fasonat elemente prefabricate din beton.

Tuburile de beton cu 150 pînă la 600 mm diametru nominal și cărămizile cu două sau patru goluri pentru șanțuri de cablu, sînt fabricate de finisorul combinat MZE–1000, care de asemenea a fost prezentat la Tîrgul din București. Cu acest utilaj se pot fasona, 335 m tub beton cu diametru nominal de 150, în 8 ore.

Gama de utilaje oferite de BAUKEMA pentru industria materialelor de construcții, a fost reprezentată și prin finisorul blocurilor de piatră cu goluri, tip HBSF 1200, cu care se obține o productivitate ridicată la fabricarea elementelor de construcții.

Printre produsele din fabricația întreprinderii VEB Industriewerk Halle-Nord expuse la tîrg, menționăm seria de tipuri de gredere cu motor de 100, 120 și 200 SAE–CP, multilateral încercate, excavatoare moderne de adîncime mică cu randament de suprafață ridicată. Aceste utilaje de înaltă productivitate pot fi adaptate cu ușurință multiplelor cerințe de profilare, nivelare și decofrare în construcția de drumuri și a orașelor, la tăierea taluzurilor, la construcția și întreținerea drumurilor din agricultură și silvicultură. De asemenea au reținut atenția instalațiile de înaltă productivitate pentru prepararea amestecurilor bituminoase de calitate, în special pentru construcțiile rutiere, fabricate de întreprinderea TELTOW. Astfel, instalația de preparare „teltomat V–S" cu dispozitiv pentru cernere fierbinte produce în mod automat cca. 100 t//oră de material finit pentru gudronarea drumurilor. Pentru folosirea amestecului bituminos și pentru compactarea stratului portant și a stratului de acoperire în construcția de drumuri au fost prezentate autovehicule pentru gudronarea drumurilor, cilindrii-compresori cu cămașă de cauciuc, cilindrii vibratori tandem și cilindrii-compresori vibratori tractați. Autovehiculele pentru gudronarea drumurilor tip SSF 5, cu lățimea activă variabilă, realizează aplicarea amestecului în mod operativ și de calitate și pot fi echipate cu un dispozitiv automat de nivelare. Cu 16 t masă activă inclusiv 8 t balast, cilindrul-compresor cu cămașă de cauciuc SCW 16 asigură o bună închidere a îmbrăcămintei rutiere de suprafață. Cilindrii vibratori tandem și cilindrii-compresori vibratori tractați de 4,8 și 12 t, cu cilindrii netezitori, cilindru-compresor și cilindru cu nervuri interschimbabili, asigură o funcționalitate la parametri ridicați; de asemeni din documentația prezentată rezultă că după efectuarea încercărilor la tipurile SVAW 12, SVSAW 12 și SVGAW 12 pe șantiere de construcție de blocuri de locuințe la construcția de automatizări și la diferite soluri, s-a dovedit că cilindrii-compresori vibratori cu masă activă de 12 t, pot fi folosiți cu rezultate deosebite pe șantierele de construcții.

Dintre produsele care au reținut atenția, mai menționăm și cele ale întreprinderii VEB Hazet Zwickau, și anume betoniera cu amestecare forțată de mare productivitate, cu conținutul albiei de amestecare de 250, 500, 1000 și 1500 l. Cu importante construcții noi și perfecționate ale instalațiilor complete, a liniilor tehnologice și a utilajelor individuale, firma BAUKEMA și alte firme din R.D.G. vor participa în anul 1973 la 12 tîrguri și expoziții internaționale, contribuind la intensificarea schimbului de experiență în domeniul tehnologiilor avansate. *M.D.*

Utilaje de înaltă tehnicitate prezentate de BALKANCAR – la Expoziția Internațională ESTIMO' 73 – București

Dintre utilajele de ridicat și transportat expuse de ,,BALKANCAR'' – R.P. Bulgaria care au reținut atenția specialiștilor, menționăm electrocarele stivuitoare la mare înălțime, cu aplicare universală, adaptate pentru lucru în depozite închise sau în aer liber, în hale de uzină și în încăperi cu coridoare înguste de trecere. Printre ele sînt electrocarele stivuitoare la mare înălțime, cu trei puncte de sprijin. Tipurile EV 641–2 și EV 661 cu construcție de înălțime redusă sînt adaptate pentru lucru în vagoane de cale ferată, furgoane auto, cale, etc.. Înălțimea de ridicare este de 4500 mm. iar capacitatea de ridicare este de 1250 kg. Electrocare stivuitoare EV 676–4 (fig. 1) de mare înălțime cu patru puncte de sprijin au capacitate de ridicare de la 1000 la 3000 kg. pentru diverse înălțimi de ridicare. Secțiunile libere spre distribuitorul hidraulic permit montarea de dispozitive de lucru de schimb, ce lărgesc și mai mult sfera de aplicare a mașinilor.

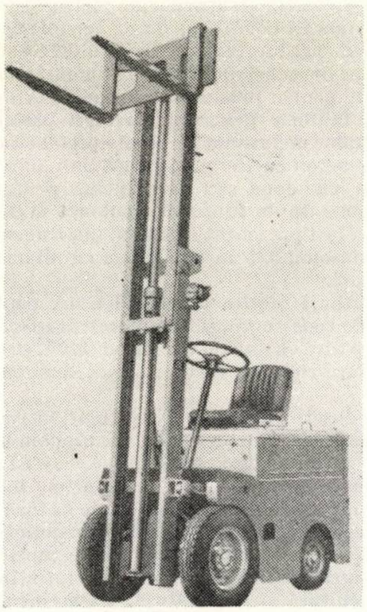
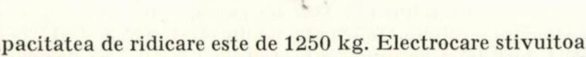


Fig. 1

Stivuitoarele EN 136–1 pentru mică înălțime, conduse manual, cu capacitatea de încărcare 1000 kg. au prezentat de asemenea interes întrucît pot fi utilizate în depozite cu o mișcare mai slabă a sarcinilor și o distanță redusă de transport, sau în combinație cu alt mijloc de transport. Pentru transportul între hale, în gări de cale ferată, aeroporturi, porturi, în comerțul urban au fost prezentate electrocare cu platformă – EP 001 cu capacitate de încărcare 1000 kg. – EP 011, (fig. 2), cu capacitate de încărcare 3000 kg.



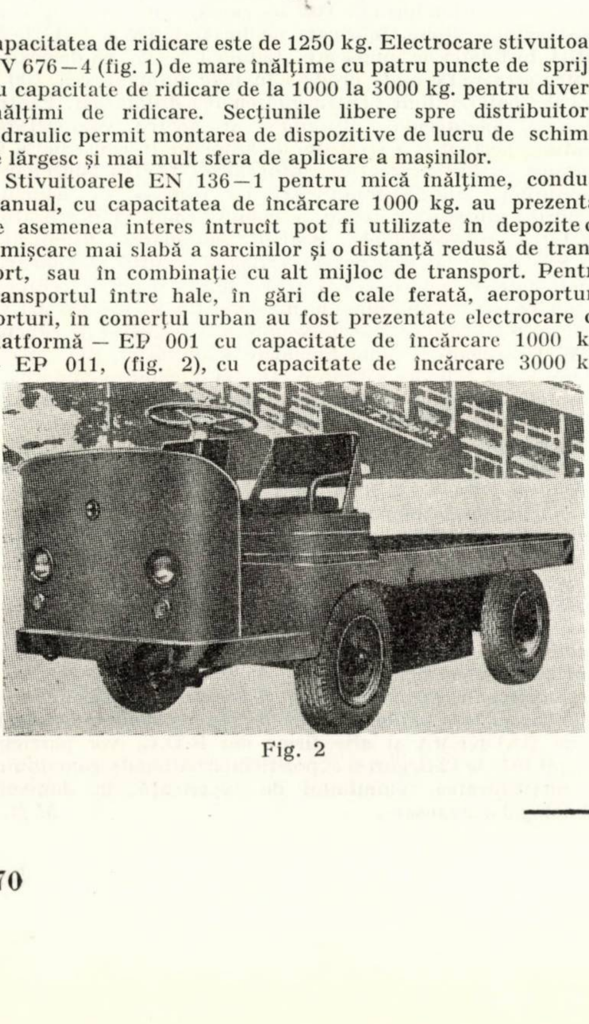


Fig. 2

De asemenea pentru transportarea de materiale în stare vărsată – nisip, pietriș, cocs, amestec de beton, în condițiile depozitelor în aer liber, pe șantiere de construcție, în agricultură au fost prezentate electrocarele autobasculante ES 301. Posibilitatea platformei acestora de încărcare de a înclina în trei părți la 45° și de a se autodescărca, scurtează considerabil durata operațiilor de încărcat și descărcat. Ele sînt maximal unificate cu electrocarele cu platformă. Pentru transportarea sarcinilor la distanțe mai mari au fost expuse utilajele ET 506–1 și ET 511–1 cu efort de tracțiune 100 și respectiv 250 kg. În combinație cu remorci ele sînt destinate pentru transportare de sarcini așezate pe palete sau direct pe platforme. Mașinile funcționează și cu stivuitoare la mare înălțime sau cu alte utilaje de ridicat.

Dintre mașinile cu destinație specială expuse menționăm electrocarele stivuitoare la mare înălțime cu extensie longitudinală a dispozitivului de ridicat EV 418.45–3 care au capacitatea de încărcare 1000 kg. și înălțimea de ridicare 4500 mm.

Motocarele cu motor diesel sînt reprezentate de DV 1733–1 (fig. 3) cu capacitate de încărcare 3200 kg. și înălțime de ridicare 3300 mm, iar cele cu motor cu benzină – de BV 2705–6 cu capacitate de încărcare 2000 kg. și înălțime de ridicare – 3300 mm.

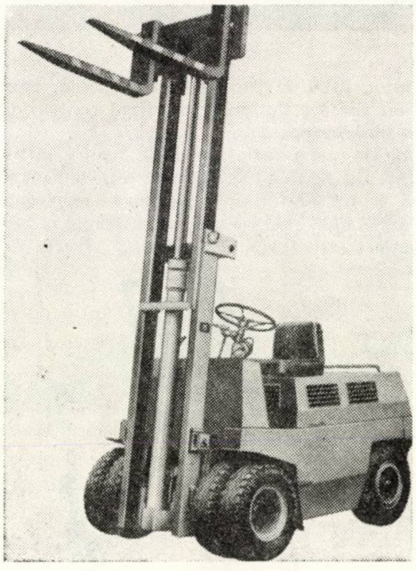


Fig. 3

Un loc însemnat în nomenclatura de produse expuse de ,,BALKANCAR'' l-au ocupat și electropalanele, executate în două tipuri – cu cablu și cu lanț cărora li s-a adus importante perfecționări. Astfel din documentația tehnică prezentată rezultă că electropalanele cu cablu de tipuri ,,T'' se fabrică cu numeroase modificări constructive, cu capacitate de încărcare pînă la 12500 kg. și înălțime de ridicare pînă la 36 m. Electropalanele cu lanț din rîndul de tipuri ,,MB'' au capacitatea de încărcare pînă la 2000 kg, și înălțime de ridicare pînă la 6,4 m. În transportul intern în uzine, sînt incluse în sisteme de manipulare a sarcinilor.

Pentru efectuarea de lucrări în depozitele moderne cu stelaje și multe etaje, cu coridoare înguste de trecere pentru mutarea orizontală și verticală a sarcinilor au fost prezentate mașini pentru deservirea stelajelor – transmanipulatoare, sprijinite pe sol sau suspendate. Acestea pot fi dirijate manual, adresat sau cu program.

M.D.

ROBOTRON prezintă la Tîrgul din Leipzig-1973 noutăţi în tehnica modernă

VEB Combinat ROBOTRON se numără printre întreprinderile specializate în fabricarea aparatelor din domeniul computerelor şi al sistemelor electronice de informaţii din Republica Democrată Germană.

Din programul său de producţie alcătuit din centrale şi aparate periferice a prezentat la tîrg unele dintre cele mai reprezentative, dintre care s-au remarcat:

— maşini cu sistemul centralizat ESER ;

— maşini DFE—550 pentru transmiterea datelor;

— sistemul electronic de informatică. Dintre acestea menţionăm:

— *ES—1040* (fig. 1) compus din unitatea operaţională alimentată de curent electric, memoria principală, microprogramarea, pupitrul de comandă şi canalul multiplex.

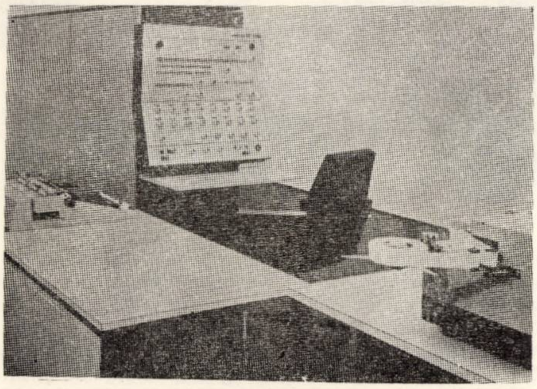


Fig. 1

Acest aparat se caracterizează prin marea sa productivitate, permiţînd, datorită vitezei sale mari de lucru, un serviciu paralel între unitatea centrală şi dispozitivele de intrare-ieşire. Prin capacitatea extensibilă — pînă la 1024 kiloocteţi — a memoriei sale principale, face posibilă o utilizare eficientă în toate sectoarele.

— *EVDA Robotron 21* (fig. 2) pentru prelucrarea datelor în industrie, administraţie şi economie face parte din generaţia a III-a de calculatoare. El poate fi cuplat în diferite configuraţii de aparate, după modul şi volumul problemelor de rezolvat. Printre unităţile periferice ale aparatului cităm unitatea de integrare, staţia cu bandă perforată, imprimanta paralelă, memoria cu bandă magnetică, memoria cu discuri interschimbabile, unitatea de vizualizare şi staţia cu cartele perforate.

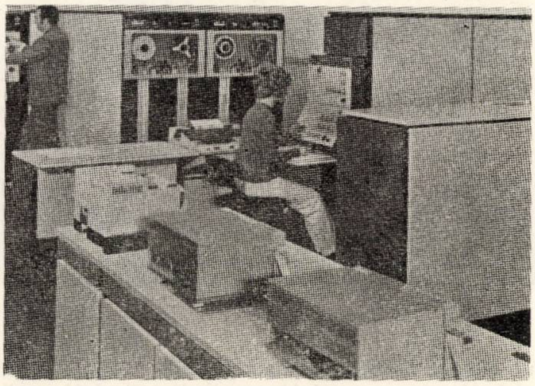


Fig. 2

Capacitatea aparatului este de 64 kiloocteţi, ciclul — 800 nanosecunde, timpul de acces — 520 nanosecunde, viteza de transmisie 450 kiloocteţi/secundă.

Unitatea centrală se compune din: memoria principală, blocul de calcul şi de comandă, pupitrul de comandă şi canalele.

Circuitele sub formă compactă permit viteze de calcul ridicate şi asigură o mare securitate de funcţionare.

Prezentarea exponatelor cu pondere deosebită a fost făcută de specialiştii firmei, cu care s-au purtat discuţii interesante. *El. Şt.*

Exponatele Firmei TAKRAF la Tîrgul din Leipzig — martie 1973

Firma TAKRAF produce şi exportă după cum se ştie, o gamă largă de instalaţii şi utilaje, din sectorul construcţiilor, al extracţiei miniere, macarale, excavatoare etc.; livrează produse finite, grupe constructive, patente şi licenţe. Se menţionează că oţelul folosit este de primă calitate şi că utilajele corespund condiţiilor cerute pentru lucrări în orice zonă terestră — tropicală sau arctică.

Numărul mare de exponate, de peste 200, din care foarte multe sînt modele noi sau instalaţii îmbunătăţite, dovedesc înaltul grad de tehnicitate confirmat şi prin numărul mare al consumatorilor de pretutindeni.

Printre exponate s-au remarcat transportoarele cu bandă şi transportoarele cu tracţiune într-o gamă variată de forme şi dimensiuni, robuste, montate pe şenile sau izostatice, macarale portal electrice cu o forţă portantă pînă la 80 mp, macarale diverse, rambleuri cu bandă transportoare şi maşini distribuitoare care permit o conducere uşoară chiar în condiţii speciale de lucru.

Întreprinderile TAKRAF pot oferi astăzi soluţii complete, tehnice şi economice prin livrarea de produse standardizate în termene scurte. Un randament crescut al utilajelor şi o mare siguranţă în folosirea lor au făcut ca beneficiarii să capete încredere, situînd aceste uzine printre cele mai moderne în domeniul macaralelor, instalaţiilor de transport pentru exploatări în aer liber, excavatoare etc.

Întreprinderile TAKRAF au largi legături comerciale cu Uniunea Sovietică şi cu celelalte ţări socialiste şi cu ţara noastră.

Printre exponate se remarcă excavatoare cu cupe din clasa 0, care sînt excavatoare mici, cu soluţii constructive avantajoase, de greutate mică, se transportă pe şenile şi se alimentează cu curent electric prin cablu sau printr-un grup electrogen Diesel. Aceste excavatoare se folosesc la construcţia drumurilor, canalelor, digurilor, pentru lucrări de terasament în uzinele de minereuri, exploatări de cărbuni, de cocs, cariere şi exploatări miniere. Prin montarea şi demontarea uşoară a acestora se permite folosirea lor în orice loc şi pot fi uşor de transportat. Dintre acestea sînt prezentate excavatoarele de tip SR_s 65, SR_s 130, SR_s, 280.

Din seria utilajelor de transport cu bandă transportoare menţionăm:

— două tipuri de cărucioare transportoare cu bandă:

tipul A — cărucioare transportoare cu bandă cu partea superioară pivotantă, astfel încît pîrghiile pot să se ridice independent unele de altele;

tipul B — cărucioare transportoare cu bandă la care pîrghiile pot lucra una către alta şi totodată independent una de alta.

Ambele tipuri sînt concepute pentru a lucra în aer liber, pot fi uşor dirijate, se pot obţine piese de schimb fiind construite din elemente standard.

— transportoare cu bandă sau curea pentru servicii şi tehnologii din cele mai diferite, pentru transportul continuu, cu mare eficacitate.

Se livrează cu tot echipamentul necesar inclusiv staţia motrice. O astfel de instalaţie completă se poate vedea în fig. 1.

Producţia uzinelor grupului TAKRAF este marcată şi de o serie variată ca formă şi capacitate de lucru, a unor gigantice macarale şi excavatoare. Si în acest sector fabricaţia se bazează pe asamblarea utilajelor cu piese standard ceea ce permite o manipulare sigură şi uşoară, la un preţ de cost avantajos.

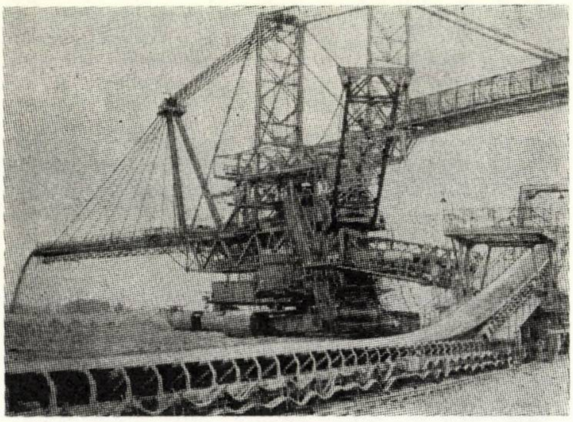


Fig. 1

Sînt expuse excavatoare de tipul ER$_s$ 1120, excavatoare complete de mare capacitate, cu elindă articulată, oscilante, montate pe şenile (fig. 2). Excavatorul ER$_s$ 250 este prezent în unităţile mici în condiţii de lucru variabile deoarece elinda articulată poate varia. Excavatorul ES 400 poate lucra în condiţii climatice şi geologice severe, cu foarte bune randamente. Poate lucra în mod complex ca o singură instalaţie sau separat, ca două instalaţii. Excavatorul ES 1600 are o mare capacitate de lucru şi o oscilaţie de 360°. În această categorie se înscrie şi excavatorul ES 3 150, produs al uzinelor Ghiorghi Dimitrof şi poate lucra în mediu cu o temperatură pînă la −40°C.

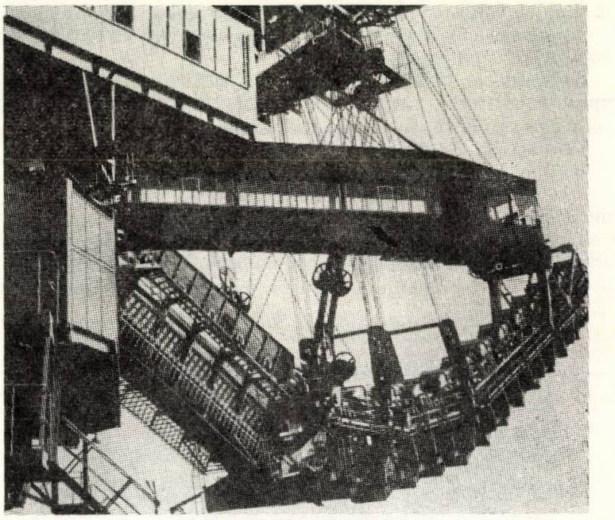


Fig. 2

Dar lista exponatelor nu se opreşte aici ea fiind mult mai completă atît prin diversitatea excavatoarelor şi macaralelor cît şi prin a altor utilaje de transport de materiale pe terenuri de fundaţie, construcţii de drumuri etc.

Încheiem prezentarea amintind faptul că încă din 1965 un contract de livrări pe termen lung între România şi R.D.G. a făcut să fie cunoscute şi în ţara noastră multe din utilajele produse de firma TAKRAF.

D.V.

Motoare diesel produse de Combinatul SKL

Combinatul „VEB Schwermaschinenbau — Karl Liebknecht — Magdeburg" (SKL) a reuşit în ultimii trei ani să grupeze cele mai importante uzine producătoare de motoare Diesel şi subansamble din Republica Democrată Germană, marcînd astfel o nouă etapă în producţia de motoare Diesel în R.D.G.

Produsele firmei SKL sînt astăzi bine cunoscute în peste 30 de ţări datorită calităţilor de fiabilitate şi unei remarcabile robusteţe.

Sînt incluse astăzi în acest combinat următoarele uzine:

— Schwermaschinenbau Karl Liebknecht Magdeburg (SKL);
— Maschinenbau Halberstadt;
— Dieselmotorenwerk Leipzig;
— Elbe-Werk Rosslau;
— Einspritzgerätewerk Aken;
— Kompressorenbau Bannewitz.

Prin unirea acestor uzine în jurul cunoscutei firme SKL — Magdeburg, grupul nou creat prezintă un potenţial crescut cu posibilităţi noi de dezvoltare şi cu deosebite consecinţe în domeniul studiilor şi cercetărilor, studii îndreptate spre producţia de motoare moderne, cu performanţe avansate şi cu întreţinere redusă.

Sînt menţionate în planul de cercetare trei obiective principale asupra căror se va îndrepta atenţia:

— creşterea presiunii medii prin supraalimentare înaintată;
— creşterea vitezei medii prin creşterea regimului de rotire;
— construcţii economice şi de avangardă, pe primul plan fiind motoarele rotative, cu viteză medie.

Programul de producţie pentru sectorul motoarelor Diesel a fost axat pe:

— motoare în patru timpi cu piston plonjor rotativ, de mare viteză, în gama de puteri de la 34 la 508 CP, cu regim de rotaţie nominală de 1250, 1500 şi 1800 rot/min;
— motoare în patru timpi cu piston plonjor rotativ de viteză medie, în gama de puteri de la 100 la 1320 CP, cu regim de rotaţie nominală de 428, 500, 750 şi 1000 rot/min;
— motoare în doi timpi, în cruce (în licenţă), într-o gamă de puteri de la 4000 la 9000 CP, cu regim de rotaţie nominală de 165 şi 225 rot/min.

O serie întreagă de nave construite în R.D.G. sau pe şantierele navale internaţionale sînt dotate cu motoare Diesel produse de combinatul SKL.

Posibilităţile de folosire şi sfera de aplicare a instalaţiilor de propulsie a navelor şi a motoarelor Diesel SKL sînt extrem de variate.

Motoarele SKL satisfac în mod deosebit nevoile de energie la bordul navelor de pescuit, al navelor frigorifice şi al navelor-uzine, ca şi la bordul navelor de cercetări sau de transport.

SKL a aplicat, în construcţia motoarelor Diesel şi a agregatelor respective, sistemul modular cu caracter de universalitate. În felul acesta s-a reuşit construcţia motoarelor Diesel de serie mare.

Printre motoarele care ne-au atras atenţia menţionăm:

a) Motoarele Diesel ale uzinei VEB Maschinenbau Halberstadt, de tipul 12 VD 48/42 Al—2, pentru nave, echipat cu toate instalaţiile aferente, cu următoarele caracteristici principale:

— putere continuă 5300 kW/7200 CP;
— turaţie 500 rot/min.;
— presiunea medie a pistonului 16,25 kgf/cm^2;
— consum de combustibil 155 g/CP + 5%;
— aşezarea cilindrilor în V.

Motorul prezintă greutate redusă, necesită spaţiu pentru amplasare de asemenea redus şi fiabilitate crescută. Poate fi executat pentru diferite tipuri de nave, ca generator de forţă.

Figura 1 reprezintă tipul de motor descris mai sus, care face parte din seria de grupuri electrogene ce pot fi folosite pe bordul navelor sau pe sol.

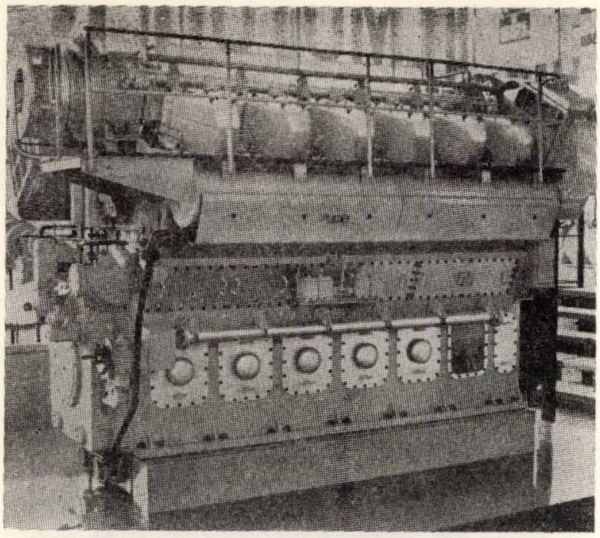


Fig. 1

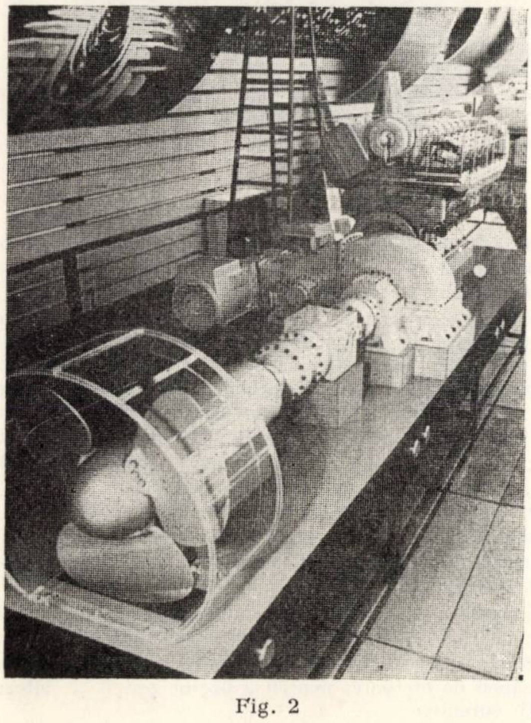


Fig. 2

b) Instalaţie completă pentru propulsia navelor, dotată cu motor Diesel 12 VD 48/42 Al—2 (model 1 : 5) (fig. 2), executate de aceeaşi uzină din Halberstadt, cu calităţi optime.

c) Electroagregatul Diesel 8 DV 26/20 Al, 1/800 kVA (fig. 3), produs al uzinei SKL Magdeburg, este dotat cu un motor Diesel care prezintă următoarele caracteristici :

— motor cu opt cilindri ;
— putere continuă 706 kW (960 CP) ;

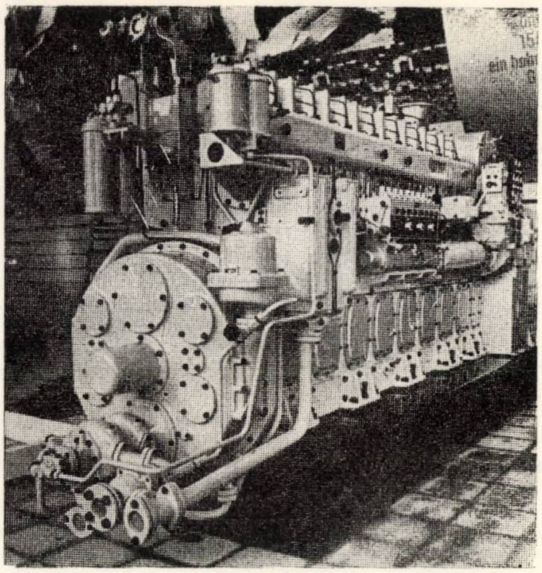


Fig. 3

— turaţie 1000 rot/min ;
— presiunea medie a pistonului 13,22 kgf/cm^2 ;
— consum de combustibil 160 g/CP.

Electroagregatul prezintă o seamă de avantaje tehnicoeconomice, printre care sînt de menţionat uşurinţa montării şi volumul mic pentru amplasare.

Gama motoarelor Diesel generatoare de forţă pe vase poate fi folosită parţial sau integral.

Din aceeaşi familie face parte şi motorul Diesel 6 VD 26/20 Al_2 MS 700 folosit în instalaţiile de producere a forţei pe bordul diferitelor vase de pescuit, remorchere etc., precum şi motorul Diesel 6 VD 18/15 Al 1—SKW.

De aceeaşi firmă sînt expuse o gamă variată de pompe, compresoare şi agregate terestre, cu caracteristici moderne.

Toate ansamblele propulsoare ale navelor pot fi dotate, la livrare sau după, cu aparatură de telecomandă, iar motoarele Diesel sînt aşezate pe suspensii elastice în scopul izolării zgomotului şi vibraţiilor în timpul lucrului.

Seria motoarelor din tipul VD 48/42 poate fi realizată cu 6, 8, 12 şi 16 cilindri în linie sau în V, cu o gamă largă de puteri, şi posibilităţi de a alege liber viteza de turaţie a elicei. De asemenea aceste motoare pot folosi carburanţi de calitate inferioară, iar durata de lucru este sensibil superioară celorlalte motoare.

În programul de construcţii se cuprind şi alte tipuri de motoare ca V 38, V 44,6 DV/36, NVD 66, KZ 57/80 C, KZ 60/ /105 E, ZK 57/80 F şi altele, ce vor fi prezentate la tîrgurile viitoare, cu calităţi încă ameliorate.

Caracteristica deosebită de care se bucură aceste motoare este durata lungă de funcţionare, circa 16 000 ore pînă la prima reparaţie. În afară de aceasta, se execută un control automat al temperaturii apei de răcire şi a uleiului, al presiunii uleiului şi al rezervei de carburant. Motoarele sînt livrate cu toate angrenajele, cu toată aparatura necesară locului unde vor fi utilizate, fiind garantate pentru orice condiţii de climă.

Ing. *Dan Vuerich*

IFA, prezență prioritară în construcția de motoare

Întreprinderea IFA – Motoare Diesel grupează trei mari uzine de specialitate ale căror produse au fost prezente la tîrgul din primăvara aceasta de la Leipzig. Intreprinderea IFA reunește activitatea întreprinderilor VEB Motorenwerke Nordhausen, VEB Diesel Motorenwerk Schönebeck și VEB Motorenwerk Cunewalde, trei uzine a căror specializare în domeniul motoarelor Diesel și a grupelor de motoare Diesel este binecunoscută atît în R.D.G. cît și pe plan extern.

Motoarele Diesel IFA pot fi folosite pentru vehicule utilitare, mașini agricole, buldozere, rulouri compresoare în grupuri de pompe, grupuri electrogene, pentru nave etc. Toate motoarele sînt livrabile în mai multe variante și, la cerere, cu echipamente speciale. Aceste motoare au un grad înalt de rentabilitate, prezintă siguranță în funcționare și cer condiții ușoare de întreținere.

Uzina Motorenwerke Nordhausen este specializată în fabricarea motoarelor Diesel de tipul 4 VD 14,5/21–1 SRW, ce poate fi folosit ca motor staționar sau mobil, cu bune rezultate în condiții de mediu variabile ce pot merge pînă la –15°C. Acesta este un motor cu patru cilindri, avînd o cursă de 14,5 cm, un alezaj de 12 cm și funcționează cu răcire cu apă, desfășurînd o putere de 90–125 CP; poate fi folosit și pentru autovehicule, unde poate atinge viteza de 2300 rot/min, cu un consum relativ mic de carburant și lubrifiant. Modul de filtrare permite obținerea unei longevități fără precedent. Sînt menționate performanțe de ordinul 200 000 kw și mai mult, fără ca motorul să sufere reparații generale.

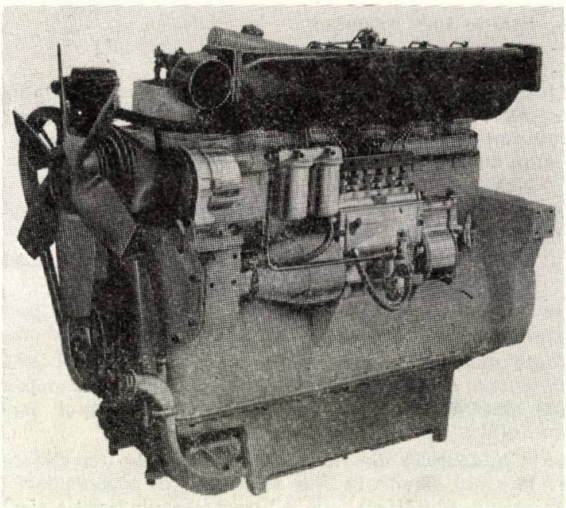


Fig. 1

Un avantaj suplimentar al acestor tipuri de motoare este construcția în sistemul modular, ceea ce permite schimbarea pieselor și aprovizionarea cu aceste piese, fără greutate.

Performanțe deosebite se obțin și cu motorul 6 VD 14,5/12–1 SRW care de asemenea poate fi echipat pentru a fi utilizat pe vehicule rutiere (camioane omnibuze) sau ca motor staționar (macarale, excavatoare, pompe, mașini de construcție, motoare pentru nave etc.). Figura 1 prezintă un astfel de motor care funcționează prin injecție directă, avînd o combustie aproape silențioasă.

Ceea ce constituie caracteristica de prim rang este universalitatea și gradul înalt de eficiență, calități apreciate pe piețele străine.

Motoarele Diesel fabricate de către uzina din Schönebeck sînt cu răcire prin aer sau apă și pot fi folosite atît la cercul polar cît și în regiunile subtropicale. Prezintă o funcționare sigură și economică chiar în condițiile cele mai dificile. Seria de tipuri de motoare cu răcire prin aer este reprezentată de tipul VD 14,5/12–1 SRL cu 2, 3, 4 și 6 cilindri și are o durată de funcționare de 10 000 ore fără a necesita reparații generale.

Motoarele Diesel Schönebeck sînt de construcție robustă cu un înalt grad de performanțe; prezintă longevitate, datorită caracteristicilor materialelor folosite în construcție și de asemenea datorită sistemului de filtrare pentru carburant și ulei. Necesită întreținere și consum de carburant redus; datorită interschimbabilității, reparațiile sînt simple. Pentru aceste calități și de asemenea pentru faptul că și aceste motoare au posibilitatea de a fi folosite universal, se pot alege motoarele cele mai noi cu randament optim.

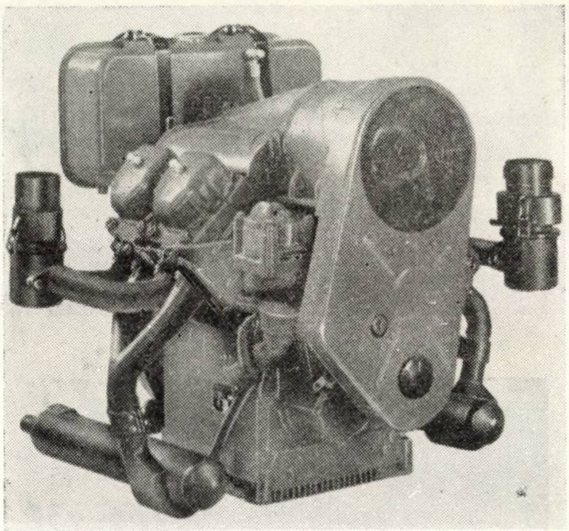


Fig. 2

De notat că motoarele care funcționează prin răcire cu aer pot prin mijloace corespunzătoare să-și asigure o pornire pînă la –40°C; aducția și evacuarea convenabilă a aerului de răcire se face prin racorduri speciale. Procedeul de combustie prin injecție directă duce la un consum scăzut de carburant și la o cantitate scăzută de fum la evacuare.

– Motoarele cu 4 și 6 cilindri au un ventilator reglabil, de tip hidraulic, care funcționează automat.

La cerere se pot livra grupe de antrenare complete.

Motoarele care funcționează prin răcire cu apă sînt din aceeași serie ca și cele răcite cu aer și sînt silențioase datorită procesului de combustie.

În condiții de mers normal, un motor de camion poate atinge 200 000 km de drum fără a necesita reparații generale.

Uzinele Schönebeck lucrează în continuare pentru ameliorarea gamei de motoare, pentru a obține puteri și viteze de rotații curente.

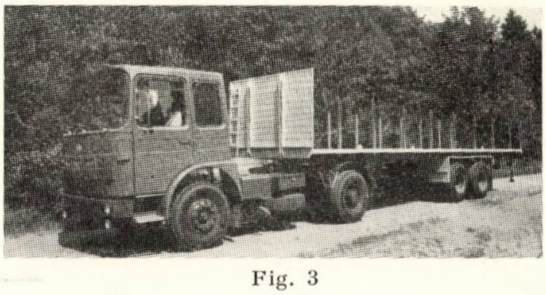


Fig. 3

Cea de a treia uzină din grupul IFA este uzina de motoare Cunewalde, care construiește motoare Diesel mici de peste 20 de ani. În ultimii ani, datorită studiilor și dezvoltării atelierelor, producția a fost modernizată; se execută motoare Diesel cu puteri cuprinse între 7 și 30 CP, cu răcire fie prin aer sau cu apă.

Uzina produce motoare Diesel cu răcire cu aer de 1,2 şi 4 cilindri, în patru timpi, din seria VD 8/8—2. Acestea sînt motoare staţionare, adaptabile sau integrate în grupuri Diesel, pentru toate ramurile economice.

Se produc tipurile :

— Motorul Diesel 1 VD 8/8 — 2 SL (CP 3,3 — 7), monocilindric, în patru timpi.

Acest motor este folosit la antrenarea pompelor, a gaterelor, la maşinile agricole, la antrenarea bărcilor, betonierelor şi pentru grupuri electrogene.

— Motorul Diesel 2 VD 8/8—2 SVL (CP 7,8 — 15), bicilindric (în V), în patru timpi. Se utilizează ca motor staţionar sau de tracţiune pentru mici mijloace de transport sau pentru propulsia micilor ambarcaţiuni.

— Motorul Diesel 4 VD 8/8—2 SVL (CP 15, 6—30) cu patru cilindri (în V), în patru timpi. Este un motor adaptabil ce poate fi încorporat la tractoare şi bărci de salvare. Prezintă posibilitatea de reglare a regimului de rotaţie în diferite variante ; are demaror electric sau manual.

În general montarea şi demontarea acestor motoare este foarte simplă, în special prin faptul că sînt alcătuite din piese standard. Preţul de cost şi de exploatare este redus.

Figura 2 reprezintă un motor Diesel răcit cu aer de tipul 4 VD 8/8—2 SVL.

— Motoarele Diesel monocilindrice în patru timpi, răcite cu apă, de tip 1 H 65 LW. Răcirea se face prin evaporare sau prin curgerea liberă a apei. Este dotat cu demaraj electric şi manual. Puterea este de 3,9 — 7,5, cu viteza de rotaţie de 1000 — 1800 rot/min.

— Motorul Diesel IH 65 LW este utilizat în special pentru antrenarea pompelor şi pentru antrenarea tuturor instalaţiilor de lucru.

În felul acesta, producţia de motoare Diesel a generat o gamă bogată şi variată de secţii auxiliare profilate pe construcţii de maşini rutiere, camioane, nave de mic tonaj, utilaje agricole, piese auxiliare, pompe propriu-zise etc.

Figura 3 reprezintă un camion de transport forestier acţionat de un motor Diesel.

Vizita în incinta expoziţiei produselor IFA a prilejuit o vastă posibilitate de informaţii, concretizată şi în bogatul material documentar pus la dispoziţie şi în explicaţiile verbale şi filme.

D. V.

Maşini de construcţii poloneze prezentate de Bumar la ”ESTIMO 73”

Între 6 şi 13 mai 1973, în pavilionul internaţional din Piaţa Scînteii a avut loc expoziţia internaţională de maşini şi echipamente pentru silvicultură, industria lemnului şi a mobilei, transporturi, construcţii şi instalaţii ESTIMO. Printre numeroşii expozanţi s-a numărat şi firma Bumar din Polonia.

Vom căuta în cele ce urmează să creionăm profilul industriei poloneze din această ramură, aşa cum a reieşit din exponatele prezentate.

Industria poloneză de maşini de construcţii dispune de un potenţial însemnat de producţie şi face parte din ramurile industriale care se dezvoltă cel mai mult. În prezent, Polonia este una din cele şase ţări mai mari, producătoare de maşini de construcţie în Europa.

Întreprinderea de comerţ exterior are rolul de exportator şi importator al maşinilor de construcţie. În ceea ce priveşte exportul de maşini de construcţie, Polonia ocupă locul 8 pe plan mondial după S.U.A., Uniunea Sovietică, Japonia, R.F.G., Marea Britanie, Franţa şi Italia. Producătorul principal este Centrala industrială a industriei maşinilor de construcţie BUMAR, căreia îi revine circa 70% din producţia totală a acestei ramuri industriale, specializată în producţia de; maşini grele pentru lucrări de terasamente, automacarale, utilaje pentru transportul rutier, grupe de acţionare hidrodinamice-mecanice, precum şi elemente şi subansambluri hidraulice pentru maşini de construcţie.

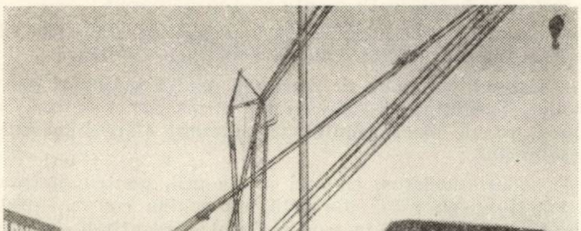


Fig. 1

Centrala industrială BUMAR cuprinde :

— 13 întreprinderi industriale care fabrică produse finite subansambluri, elemente, precum şi piese de schimb (din aceste uzine menţionăm : Combinatul siderurgic ,,Stalowa Wola" ; Uzinele de maşini de construcţie D. Warynski— Varşovia).

MAŞINI POLONEZE
DE CONSTRUCŢII
OFER

Fig. 2

— Centrul de cercetare şi dezvoltare pentru maşini de construcţie care se ocupă cu problemele dezvoltării ştiinţifice şi tehnice a acestei ramuri.

— Institutul de proiectare pentru maşini de construcţie care elaborează proiectele pentru întreprinderi producătoare noi, pentru extinderea celor existente, precum şi problemele de tehnologie şi de organizare.

Centrala industrială BUMAR are în obiectiv producţia următoarelor grupe de maşini :

— excavatoare hidraulice cu roată port-cupe, tipul K—406, capacitatea cupei 0,4 m^3, tipul K—407 pe un şasiu cu trei osii pentru teren accidentat, capacitatea cupei 0,4 m^3, excavatoare cu şenile, tipul K—408, capacitatea cupei 0,4 m^3 şi tipul K—606, capacitatea cupei 0,6 m^3 ;

— mașini pe pneuri pentru lucrări de terasamente cu acționare hidrodinamică, încărcătoare pe pneuri L—31, capacitatea cupei 2,5 m^3 și vagonete basculante cu descărcare frontală tip "Mamut-200", produse de Combinatul siderurgic ,,Stalowa Wola", precum și încărcătoare tip L—2 capacitatea cupei 1,25 m^3 și încărcătoare pentru lucrul în subteran, tipul LK—1, capacitatea cupei 2,0 m^3, produse de fabrica de mașini de construcție din Wroclaw;

— automacarale cu brațe telescopice, tipurile BDS—10 T și BDS—16 T, capacitatea portantă 10 t, respectiv 16 t, automacarale, tipul ZSH—6 și Hydros—10—KS cu brațe în construcție cu zăbrele, capacitatea portantă 6, respectiv 10 t, produse de fabrica de mașini de construcție din Glogów, precum și macarale tip Hydros 300 T, produse după licența firmei Coles capacitatea portantă 30 t, precum și macaraua de tipul ,,Jones RS—400", după licența firmei Jones, capacitatea portantă 40 t produsă în Combinatul siderurgic Stalowa Wola;

— stivuitoare cu acționare prin acumulatoare, tipurile WW—600 și WW—1200, capacitatea portantă 0,6, respectiv 1,2 t, precum și stivuitoare cu acționare prin motoare Diesel, tipul RAK, capacitatea portantă 1,2 t, produse de Combinatul Siderurgic ,,Stalowa Wola";

— mașini mici pentru lucrări auxiliare de terasamente ca, utilaje combinate (pentru mai multe operații), cu cupe de excavator și de încărcător;

— subansambluri de acționare, ca mecanisme hidrocinetice de mărimea 13, 15 și 16", cutii de angrenaje cu comandă hidraulică (Power Shift) de la 100 la 300 CP, produse după licența firmei Hamworthy, subansambluri hidraulice de folosit la mașini de construcție, pompe cu roți dințate, elicoidale și cu piston, cilindri, blocuri de comandă, osii din față și din spate;

— betoniere automobile de 4 și 6 t pentru transportul betonului, produse în cooperare cu firma Stetter la combinatul siderurgic ,,Stalowa Wola".

Producția de subansambluri și elemente pentru necesitățile întregii ramuri de mașini de construcție se face în întreprinderi specializate dintre care menționăm Combinatul siderurgic ,,Stalowa Wola", care este specializat în producția de cutii de angrenaje.

Centrala industrială ZREMB cuprinde 34 de întreprinderi producătoare și de reparații de mărime medie. Dintre produsele principale ale acestor întreprinderi menționăm următoarele:

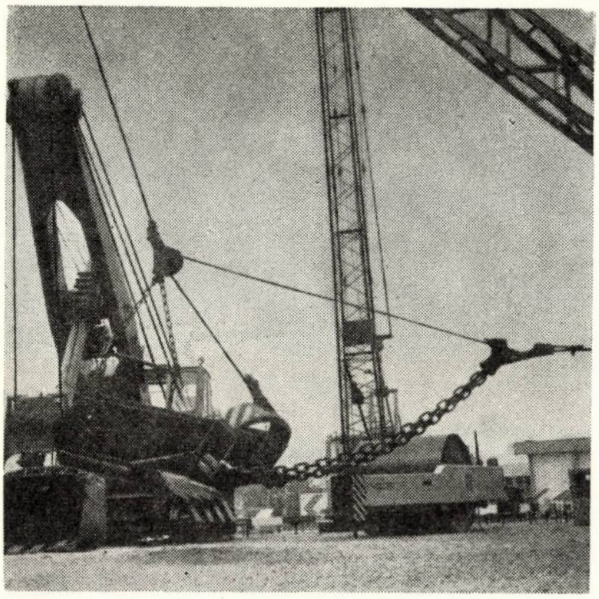


Fig. 3

— ascensoare de persoane și boburi;

— betoniere automobile și instalații pentru amestecarea betonului, pompe;

— schele, cofraje și utilaje pentru confecționarea elementelor prefabricate pentru industria construcțiilor;

— trailere de toate tipurile, inclusiv cele pentru transportul de mașini grele și transformatoare;

— automacarale de diferite mărimi;

— instalații pentru mecanizarea lucrărilor mici și a lucrărilor de finisaj;

— piese de schimb pentru mașini de construcție importate de peste hotare;

— reparația mașinilor de construcție.

Centrala industrială MADRO cuprinde patru întreprinderi producătoare de mașini și utilaje pentru lucrări de construcție rutiere. Programul lor de producție cuprinde, între altele, următoarele utilaje:

— instalații de uscare și de amestecare pentru agregate;

— utilaje pentru așternerea asfaltului;

— topitoare de asfalt;

— utilaje pentru pozat calea și întreținerea ei;

— utilaje pentru curățirea pistelor de aterizare pe aeroporturi.

Progresul rapid și modernizarea producției mașinilor de construcție, în special a celor folosite pentru lucrări de terasamente și rutiere, s-a realizat în industria poloneză în special datorită extinderii centrului propriu de cercetare și dezvoltare.

Centrala industrială BUMAR dispune de un centru de cercetare și dezvoltare pentru mașini de construcție la Varșovia care formează, împreună cu două unități de experimentare, centrul tehnico-științific al centralei industriale. Acest centru, care conlucrează cu mai multe institute de învățămînt superior, stabilește directivele dezvoltării și se îngrijește de asemenea de pornirea producției unor mașini noi.

Institutul de experimentare pentru mașini de construcție și rutiere BUDOR se ocupă cu experimentarea și modelarea mașinilor noi. Dezvoltarea și modernizarea metodelor de fabricație și a tehnologiilor pentru toate întreprinderile făcînd parte din centrala industrială BUMAR este dată în sarcina Institutului de Proiectare al industriei mașinilor de construcție BIPORO—BUMAR din Lódź, pe cînd problemele de producție și de administrație sînt date în sarcina centrului de organizare BORG.

În afară de centrul tehnico-științific, centrala industrială BUMAR mai dispune de asemenea și de centrele puternice de dezvoltare al Combinatului siderurgic ,,Stalowa-Wola", al uzinelor de mașini de construcție L. Warynski din Varșovia, al uzinelor mecanice ,,Labedy" și al fabricii de mașini de construcție din Wroclaw. Dintre dezvoltările cele mai importante în domeniul subansamblurilor și mașinilor care au fost puse în fabricație menționăm următoarele:

— acționări hidrocinetice cu o putere de 100—300 CP, de un randament ridicat și de o durată lungă de viață;

— sisteme automate de comandă pentru acționări hidrocinetice, permițînd realizarea unor caracteristici optime de exploatare ale mecanismului de acționare (fără intervenția operatorului);

— șasiuri moderne, cu mai multe osii, pentru macarale cu tracțiune pe roțile din față, cu cabina conducătorului coborîtă și proiectată în mod rațional, prezentîndu-se într-o construcție modernă și estetică;

— macarale cu brațe, compuse din mai multe elemente telescopice, din oțel de mare rezistență, putînd fi acționate sub sarcină;

— elemente și subansambluri hidraulice pentru un sortiment larg de mașini de construcție, între care menționăm cilindri lungi cu o cursă de 9 m pentru brațe telescopice;

— acționări hidrostatice pentru încărcătoare pe pneuri de putere mică și medie (40 — 60 CP și 100 — 120 CP), precum și pentru stivuitoare;

— excavatoare hidraulice moderne.

Centrul științific de cercetare a elaborat construcția următoarelor utilaje care au intrat deja în fabricație:

— încărcătoare, tipul L—3 P, cu o putere de 200 CP;

— excavatoare hidraulice pe șenile, tip KH—1251, capacitatea cupei 2 m^3;

— screpere pe pneuri, tip ZGSH—201, capacitatea cutiei 8 m³;

— încărcătoare pe pneuri de folosit în subteran în mine de cupru.

Întreprinderea de comerţ exterior BUMAR se îngrijeşte de un service corespunzător. Atelierul de reparaţii de la Cairo există deja de mai mulţi ani, fiind înzestrat cu macarale suspendate şi cu canale de reparaţii; de asemenea există aici un depozit de piese de schimb; în afară de aceasta, acest service dispune de autoateliere cu un sortiment bogat de scule pentru orice lucrări de reparaţii şi de revizie. Activitatea service-ului din Cairo nu se limitează însă numai la lucrări de reparaţii. Specialiştii polonezi care lucrează în acest service se ocupă şi cu şcolarizarea şi îndrumarea conducătorilor egipteni de maşini de construcţie poloneză.

Sperăm că această incursiune la întreprinderile BUMAR a reuşit să dea o imagine cît mai clară asupra producţiei de maşini de construcţie din Polonia.

Ing. *Dan Văiteanu*

Aparatură pentru metalizare prezentată la expoziţia METCO—Italia

În luna mai a.c. firma METCO a organizat, la Bucureşti, o expoziţie la care au fost prezentate un sortiment interesant de utilaje şi documentaţii privind eficienţa acoperirii şi îngroşării suprafeţelor metalice; aceasta efectuîndu-se în scopul sporirii rezistenţei la uzură, în special în cazul suprafeţelor portante, rezistenţei la abraziune, oboseală şi eroziune, pentru creşterea rezistenţei la căldură, în special în condiţii de funcţionare la temperaturi foarte înalte, cum şi a rezistenţei la coroziune în condiţii atmosferice corosive. De asemenea metalizarea se foloseşte pentru refacerea dimensiunilor iniţiale care trebuie reconstituite cu ajutorul unor materiale asemănătoare sau identice cu materialul piesei originale. Astfel şpriţuirea la flacără are, ca obiectiv principal, realizarea de economii atît prin costul mai ieftin decît al oricărui alt sistem cît şi prin faptul că asigură o durată de întreţinere mai lungă şi o reducere a timpilor.

Dintre procedeele şi caracteristicile straturilor formate prin şpriţuire la flacără, menţionăm că sistemele de şpriţuire la flacără constă în plastifierea unei sîrme sau a unei pulberi în prezenţa unei surse de căldură, care poate consta într-o flacără oxiacetilenică, un arc electric sau o flacără de plasmă, şi atomizarea sa într-o fază succesivă cu ajutorul aerului comprimat sau a gazelor la mare viteză, care dirijează particulele într-un jet extrem de compact către suprafaţa de acoperit.

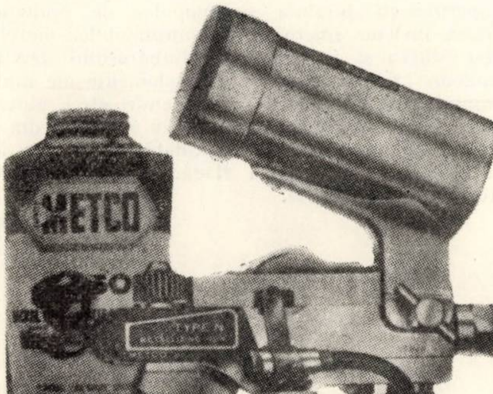


Fig. 1

Stratul care se formează pe suprafaţa de acoperit are proprietăţi superioare oricărui alt material solid sau depozitat. Aceasta este determinată de faptul că impactul dintre particulele fierbinţi, dar încă plastifiate de material, cu suprafaţa de acoperit, se produce cu o violenţă extremă. În contact cu suprafaţa metalică aceste particule explodează, căpătînd o formă extrem de neregulată şi o suprafaţă atît de rugoasă cum nici un procedeu industrial nu este în stare să o realizeze Fiecare particulă, astfel deformată, reprezintă baza pentru particulele succesive care se aglomerează în jurul său, împlîntîndu-se în rugozităţile suprafeţei sale. Aderenţa dintre aceste particule, pe de o parte, şi aderenţa internă a stratului astfel format, pe de altă parte, se datorează tocmai acestei aglomerări mecanice care constituie caracteristica principală a sistemului de şpriţuire la flacără. Formarea la suprafaţă a unor filme de oxizi sau de azoturi, din cauza căldurii degajate, măreşte aderenţa pur mecanică, considerată ca o cimentare a aderenţei stratului nou format.

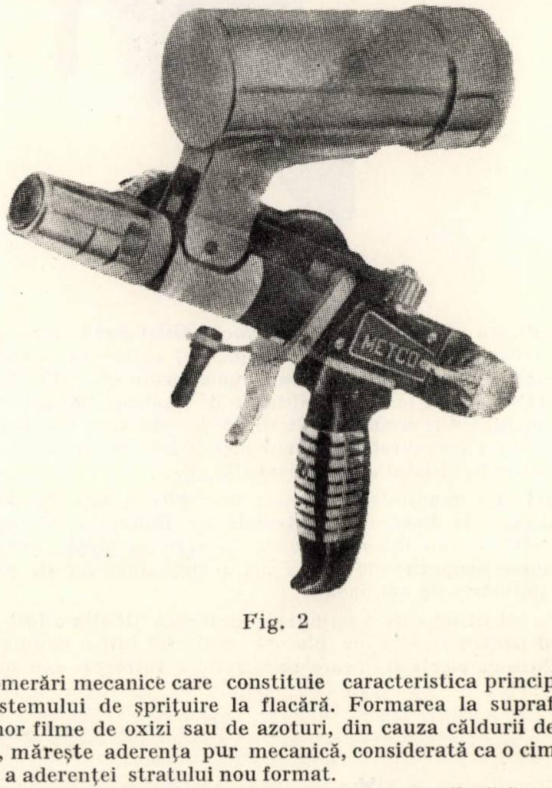


Fig. 2

Dintre utilajele folosite pentru şpriţuirea cu flacără, menţionăm pistoletul cu pulbere (fig. 1), prevăzut cu două regulatoare şi două tuburi flexibile. Se poate alege dintre următoarele materiale special selecţionate cu proprietăţi care să permită rezolvarea unui număr cît mai mare de probleme tipice ale industriei, ca spre exemplu: o pulbere compusă exotermică de nichel-aluminiu, care constituie o bună bază de aderenţă pentru stratul de pulbere intermediar şi final; o pulbere de oţel inoxidabil, care formează straturi lucioase, anticorosive, uşor de uzinat cu un finisaj perfect; un material special foarte dur, cu o mare forţă de tracţiune, pentru condiţii de lucru extrem de grele se recomandă şlefuirea mată; un bronz-aluminiu dur, pentru acoperirea tuturor suprafeţelor de bronz şi în special a suprafeţelor portante.

În cazul procedeului Thermospray se foloseşte utilajul (fig. 2), care dă posibilitatea utilizării unei serii întregi de materiale, ceea ce permite diverse posibilităţi de întrebuinţare. În special şpriţuirea cu materiale autofluxante, devenită posibilă prin acest procedeu, deschide perspective nelimitate. Pulberile autofluxante de NiCr conţin aditive de BSi datorită cărora straturile formate prin şpriţuire se pot topi. Părţile şpriţuite sînt încălzite la o temperatură de aproape 1050°C.

În timpul încălzirii aditivele de BSi, absorbind oxizii de NiCr, permit atît aderenţa internă a stratului de acoperire, cît şi aderenţa dintre acest strat cu suprafaţa de acoperit. Spre deosebire de sudură, depozitarea materialului de acoperire este foarte netedă şi egală, şi prin faptul că încălzirea este uniformă şi limitată numai la suprafaţă, fenomenele de distorsiune şi deformare sînt limitate la minimum. Aceasta a determinat adoptarea procedeului în toate cazurile în care coroziunea şi oxidarea pot provoca distrugerea unor piese de maşini, costisitoare. De asemenea, existenţa pulberilor speciale de carbură de wolfram, amestecate cu NiCr BSi au înmulţit şi mai mult posibilităţile de aplicare ale procedeului, incluzînd şi trefilăriile de sîrmă de cabestan. Un deosebit interes l-a prezentat procedeul metalizării cu sîrmă, la care se foloseşte utilajul automatizat (fig. 3).

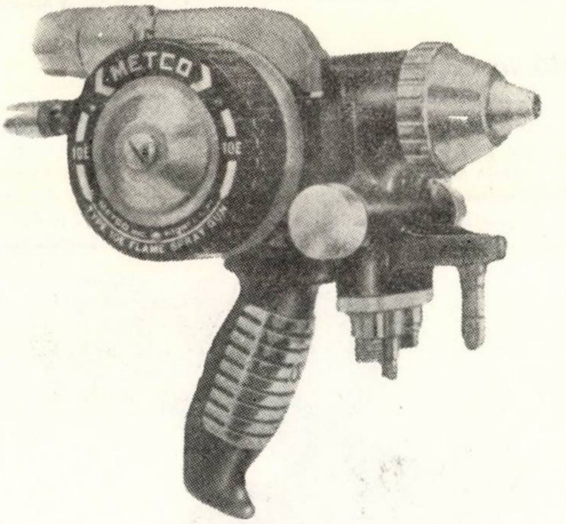


Fig. 3

Datorită rezultatelor tehnice deosebite a fost posibil ca şpriţuirea la flacără să pătrundă în producţia de serie a industriilor din diverse ramuri, ca spre exemplu producţia de furci acoperite de bronz ale schimbătoarelor de viteză din industria de automobile.

Un alt utilaj care a reţinut de asemenea atenţia a fost aparatul pentru flacăra de plasmă construit într-o combinaţie de duză cu electrod în care se introduce nitrogen sau argon împreună cu un gaz secundar şi care poate fi constituit din hidrogen sau heliu. Fluxul longitudinal de gaz disociază arcul electric, format de curentul de înaltă frecvenţă într-o serie de braţe mici, încărcînd astfel gazul cu electricitate pînă la completa sa ionizare. Pulberile sînt introduse la punctul cu temperatura cea mai înaltă a flăcării şi sînt proiectate în stare plastică pe suprafaţa de acoperit.

O altă consecinţă interesantă a şpriţuirii cu ajutorul jetului de plasmă a fost producerea unei serii de materiale noi care îmbină caracteristicile individuale ale diverselor materiale. Un exemplu interesant de astfel de material este pulberea METCO—501 care este o combinaţie pe bază de molibden cu un adaos de nichel-aluminiu şi elemente autofluxante de aliaj. Reacţia exotermică a compusului nichel-aluminiu este suficientă pentru a provoca fuzionarea aliajelor autofluxante în timp ce baza de molibden oferă proprietăţile de autolubrificare necesare unui mare număr de suprafeţe supuse uzurii. Aceste caracteristici ale pulberii METCO—501 au făcut ca tehnica şpriţuirii cu plasmă să fie aplicată la îmbunătăţirea ajustajului segmenţilor de pistoane la automobile şi camioane.

Dintre domeniile mai importante de aplicaţie a acestor procedee menţionăm cel al maşinilor-unelte la care, prin şpriţuirea la flacără, se pot soluţiona o serie de probleme cronice, cum ar fi şpriţuirea la flacără pentru acoperirea cursoarelor şi glisierelor, pînă atunci protejate în general prin metalizare. De asemenea s-a creat posibilitatea aplicării pe scară industrială a procedeului cu plasmă, dat fiind că pulberile care se utilizează permit formarea unor straturi mai subţiri cu o duritate mai mare, deci mai potrivite pentru suprafeţele de contact şi de alunecare, necesitînd şi mult mai puţin finisaj. Procedeul poate fi aplicat în speciale la maşinile de rectificat, unde există probleme în legătură cu mandrinele, din cauza gripajului care poate surveni ca rezultat al marilor viteze şi al toleranţelor minime, şi unde porozitatea straturilor elimină complet aceste fenomene.

În oţelării sistemul şpriţuirii la flacără poate fi aplicat la toate maşinile grele care acţionează şi determină procesul de laminare, de extruziune etc., sau la maşinile accesorii, supuse uzurii. Printre alte domenii de aplicaţie, mai menţionăm: acoperirea cu aluminiu a supapelor de eşapament şi metalizarea inelelor sincro pentru automobile; metalizarea inelelor sincro şi a furcilor schimbătorului de viteză pentru camioane; metalizarea diverselor elemente ale motoarelor hidraulice (calote, arbori, vilbrochenuri etc.), zincarea continuă a ţevilor; metalizarea cu aluminiu a vaselor din oţel inoxidabil; metalizarea cu oţel inoxidabil a vaselor acoperite cu teflon. Şpriţuirea la flacără a chiulaselor şi pistoanelor de motor diesel.

M.D.

◆

NOTĂ

Przeglad polskiej techniki

În Republica Polonă se editează o revistă tehnică generală în patru limbi: franceză, engleză, germană şi rusă, Przeglad Polskiej Techniki (00—950 Warszawa, cutia poştală 1004). Apărînd de mulţi ani, ea informează asupra stării actuale şi asupra progresului tehnicii poloneze, şi anume în construcţia de maşini — cuprinzînd şi construcţiile navale, aeronautica, automobilul şi transporturile —, electrotehnică şi electronică.

PRZEGLAD POLSKIEJ TECHNIKI prezintă participarea Poloniei la diviziunea internaţională a muncii — prin cooperare industrială, ştiinţifică şi tehnică — şi la comerţul internaţional. În fiecare număr, cititorul găseşte rubrici bogate în scurte ştiri economice, comerciale, industriale, ştiinţifice şi tehnice, note asupra ultimelor brevete, invenţii, cărţi tehnice, cum şi o prezentare a articolelor din presa străină consacrate industriei şi tehnicii poloneze.

PRZEGLAD POLSKIEJ TECHNIKI se adresează cadrelor de conducere din industrie şi comerţ, inginerilor şi tehnicienilor, tuturor celor pe care îi poate interesa cooperarea economică, ştiinţifică şi tehnică cu Polonia.

◆

DELTA-WOLA

ZAKLADY MECHANICZNE IM. M. NOWOTKI W WARSZAWIE
ÎNTREPRINDERILE MECANICE MARCELI NOWOTKO VARŞOVIA

primul constructor polonez
de motoare diesel rapide
Mai mult de 16 000 000 CP în douăzeci de ani!
În catalogul nostru de fabricaţie sînt cuprinse:
Două serii normalizate de motoare diesel răcite cu apă, cu cilindrii în linie dreaptă sau în V

WOLA D, WOLA DV şi WOLA V — 6 cilindri în linie dreaptă şi 12 cilindri în V
WOLA H — 6 cilindri în linie dreaptă, 8 şi 12 cilindri în V
WOLA D, DV, V — diametrul cilindrului 150 mm, cursa 180 mm, puterea 150 — 450 CP, viteza 1 250 — 1 600 rot/min
WOLA H — diametrul cilindrului 135 mm, cursa pistonului 155 mm, puterea 180 — 550 CP, viteza 1 800 rot/min

Aceste motoare sînt livrate în versiunile: cu supraalimentare prin turbocompresori şi atmosferică.
În afară de motoarele diesel, WOLTA-DELTA mai construieşte:

- grupuri electrogene bazate pe motoare WOLA D, WOLA DV, WOLA V şi WOLA H, în diferite variante de execuţie: transportabile, fixe, mobile, marine, cu puteri cuprinse între 100 şi 200 kW, şi în curînd 300 kW.
- reductori-inversori WOLA R, conform licenţei RENK (SWV) — putere transmisă: 90 pînă la 750 CP, forţa axială transmisă 1 700 pînă la 7 500 kg, greutate — 100 pînă la 740 kg, viteza arborelui: 3 000 pînă la 1 800 rot/min, raport: de la 1 : 1 pînă la 1 : 4, de fiecare 0,5.
- cupluri elastice din seria normalizată E, conform licenţei VULCAN (EZ) — cuplul de transmisie 15 — 230 kgm, greutatea: 4 — 68 kg, deplasamentul axial maxim: 2 — 6 mm, deplasamentul radial maxim: 2 — 4 mm, înclinarea maximă a axului: 3 — 4°.

Motoarele şi materialele WOLA sînt aplicate pentru antrenarea şi comanda:

- materialului rulant
- locomotivelor de manevră
- automotricelor
- utilajelor de construcţie, ca: lopeţi mecanice, buldozere, sonete etc.
- utilajelor de cale ferată: maşini mecanice de burat traverse, maşini de aşezat şinele, maşini de curăţat şi cernut etc.
- vehiculelor rutiere pentru sarcini utile mari: camioane cu benă basculantă etc.
- utilajelor pentru foraj
- unităţilor fluviale şi de coastă: şlepuri, tacheţi, remorchere, cutere etc.

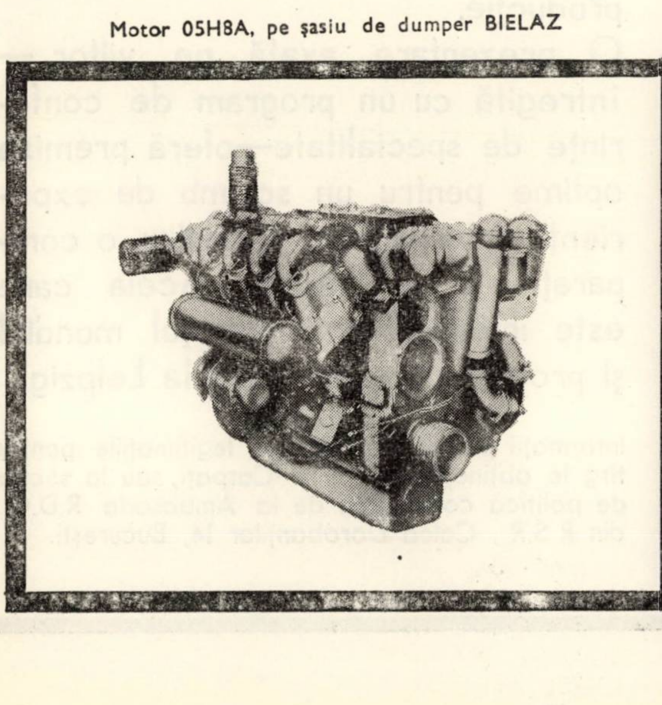
Motoarele WOLA D, WOLA DV, WOLA V şi îndeosebi WOLA H oferă următoarele avantaje:

- longevitate considerabilă — de la 10 000 la 20 000 ore de lucru, pînă la prima revizie generală, în funcţie de condiţiile de exploatare
- siguranţă în funcţionare şi fiabilitate
- consum specific de combustibil şi de ulei redus, nedepăşind 1,5 g/CP.h pentru motoarele WOLA H
- manevrare simplă
- cheltuieli de exploatare reduse.

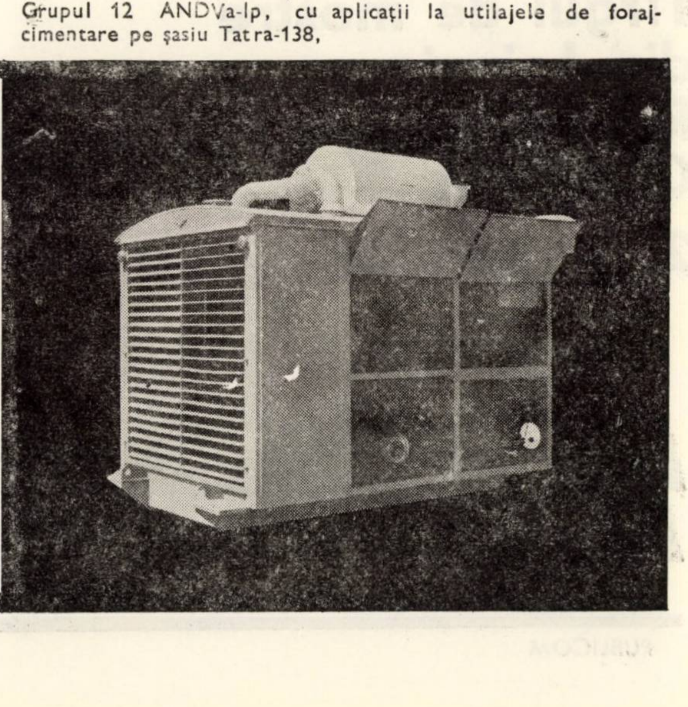
O dată cu motoarele, Întreprinderile Marceli **NOWOTKO** livrează un bogat echipament complementar, piesele de schimb şi sculele.

Pentru orice informaţii mai detaliate şi pentru oferte, vă rugăm a vă adresa,
producătorului
Zaklady Mechaniczne im M. Nowotki
Întreprinderile mecanice Marceli Nowotko
Varşovia 42, Fort Wola, R. P. Polonă
Telefon : 32 83 63
Telex : 81 638 ZMIN WARSZAWA
Telegrame : ZMIN WARSZAWA
sau exportatorului
PEZETEL
Întreprindere de Comerţ Exterior
Varşovia, Przemyslowa 26
Telefon : 28 37 82 şi 29 98 69
Telex : 813 430 şi 813 314

Motor 05H8A, pe şasiu de dumper BIELAZ



Grupul 12 ANDVa-Ip, cu aplicaţii la utilajele de foraj-cimentare pe şasiu Tatra-138,



Punctul de întîlnire internaţional al specialiştilor

Tîrgul de mostre din Leipzig Republica Democrată Germană

2.—9.9.1973

Leipzig—o busolă pentru specialiştii din lumea întreagă.

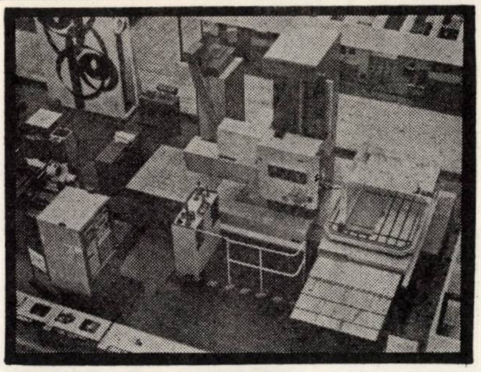
Aici puteţi cunoaşte tendinţa dezvoltării dinamice în ştiinţă, tehnică şi producţie.

O prezentare axată pe viitor — întregită cu un program de conferinţe de specialitate—oferă premise optime pentru un schimb de experienţă internaţional şi pentru o comparaţie a realizărilor. Acela care este interesat în comerţul mondial şi progresul tehnic, vine la Leipzig.

Informaţii privind călătoria şi legitimaţiile pentru tîrg le obţineţi la O.N.T.—Carpaţi, sau la secţia de politică comercială de la Ambasada R.D.G din R.S.R., Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti.

PUBLICOM

Construcţie rigidă. Avansuri variabile la infinit. Blocajul tuturor grupelor. Strîngerea automată a sculelor.



Diferite variante de deplasare a mesei, a căruciorului portbroşă şi a execuţiei mesei. Strîngerea automată a sculelor obişnuite. Reglajul unor avansuri variabile la infinit, cu ajutorul motorului electric de curent continuu. Suprafeţele de ghidare călite. Platforma de manevră poate fi reglată în înălţime, independent de căruciorul port-broşă.

Maşina WH 13 cu conducere manuală şi cu citire optică a poziţiei. Maşina WHN 13 cu indicaţie de comandă numerică. Diametrul broşei 130 mm. Con ISO 50. Suprafaţa utilă a mesei 1400 × 1400 mm sau 1800 × 1800 mm. Puterea totală absorbită 36 kW. Greutatea maşinii 35 000 kg. Versiunea în formă de cruce.

Maşini de alezat şi frezat orizontale

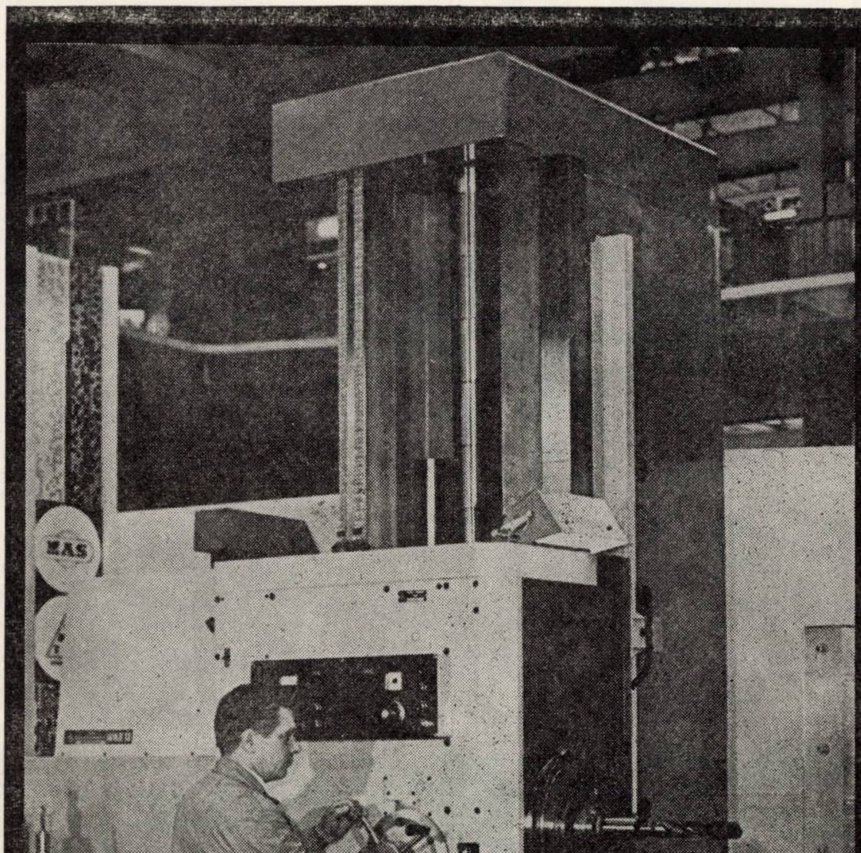
WHN 13

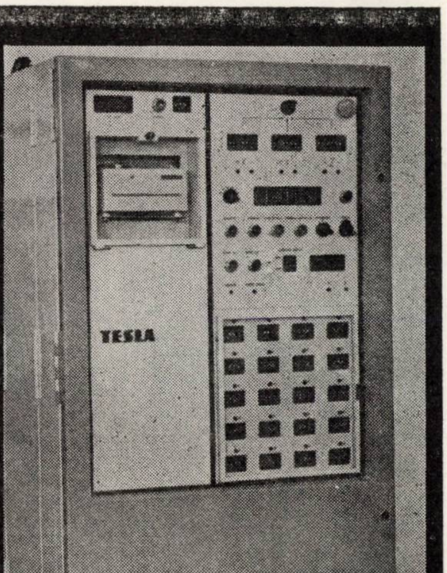
WH 13

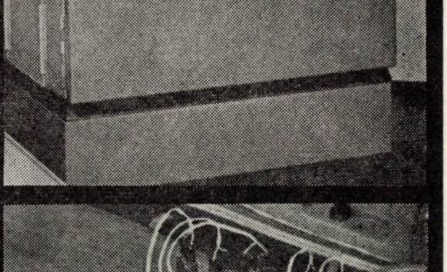
Strojimport

VINOHGRADSKA 184 PRAGA CEHOSLOVACIA

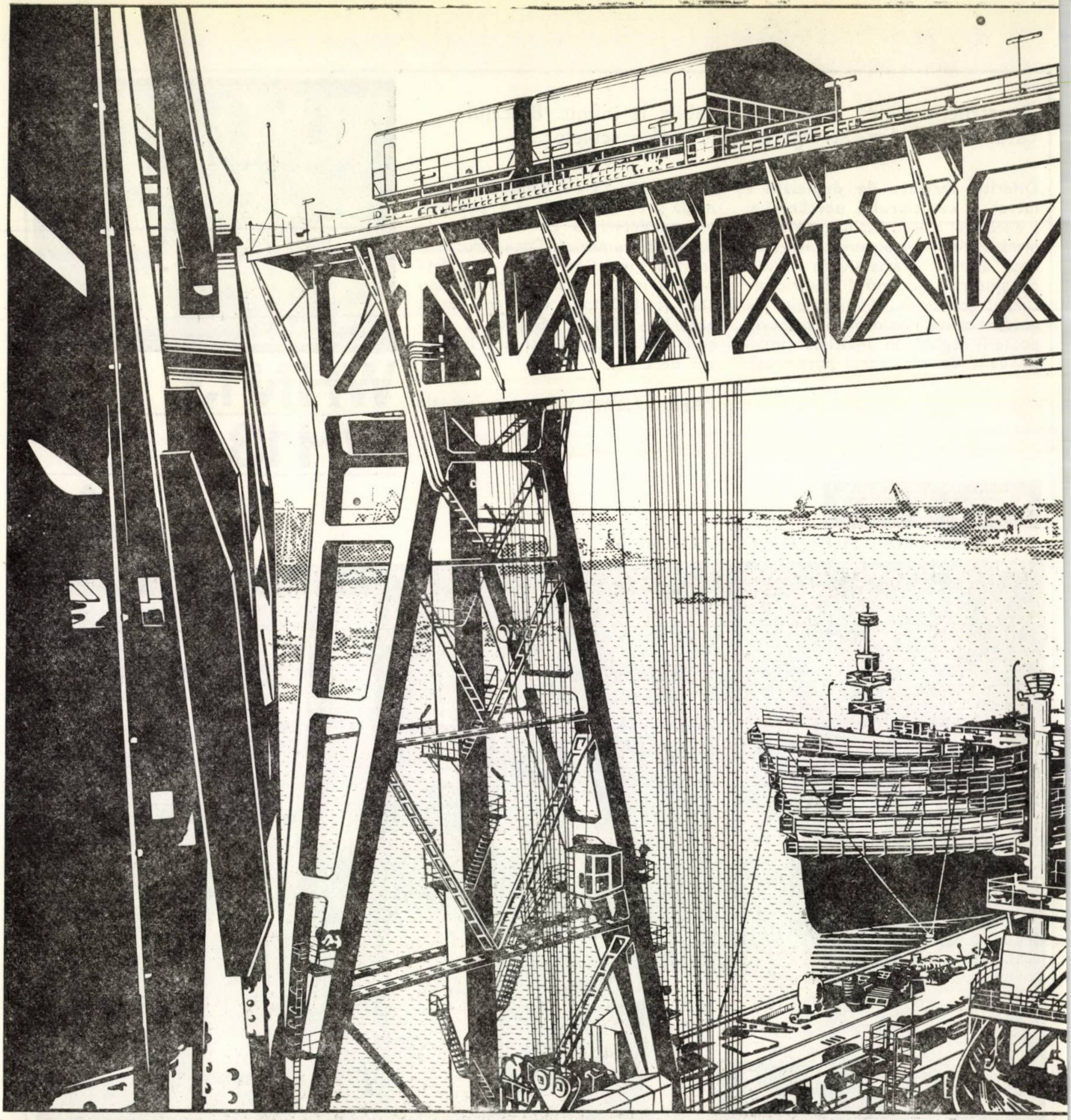
TOS







PUBLICOM



CENTROMOR

Birou central de import și export
de nave și echipamente
Sediul social: Gdansk, Okopowa 7
Telefon: 31-22-71 și 31-42-61
Telex: 051376 Centromor Gd.
Telegrame: Centromor Gdansk
Birouri la Varșovia și Szczecin

Reprezentant comercial exclusiv al industriei poloneze navale în domeniul exportului și al importului, oferă:

- Cargouri: pentru mărfuri în vrac, petroliere, nave cu conteinere, nave frigorifice etc.
- Nave de pescuit: traulere frigorifice și de congelare, cutere, nave oceanografice.
- Bărci de salvare și pentru alte destinații.
- Șantiere navale și echipamentele lor.
- Servicii de specialiști în domeniul proiectelor și construcției de șantiere navale.
- Un bogat sortiment de echipamente pentru nave.

PUBLICOM

Tractoare universale pe roţi
URSUS

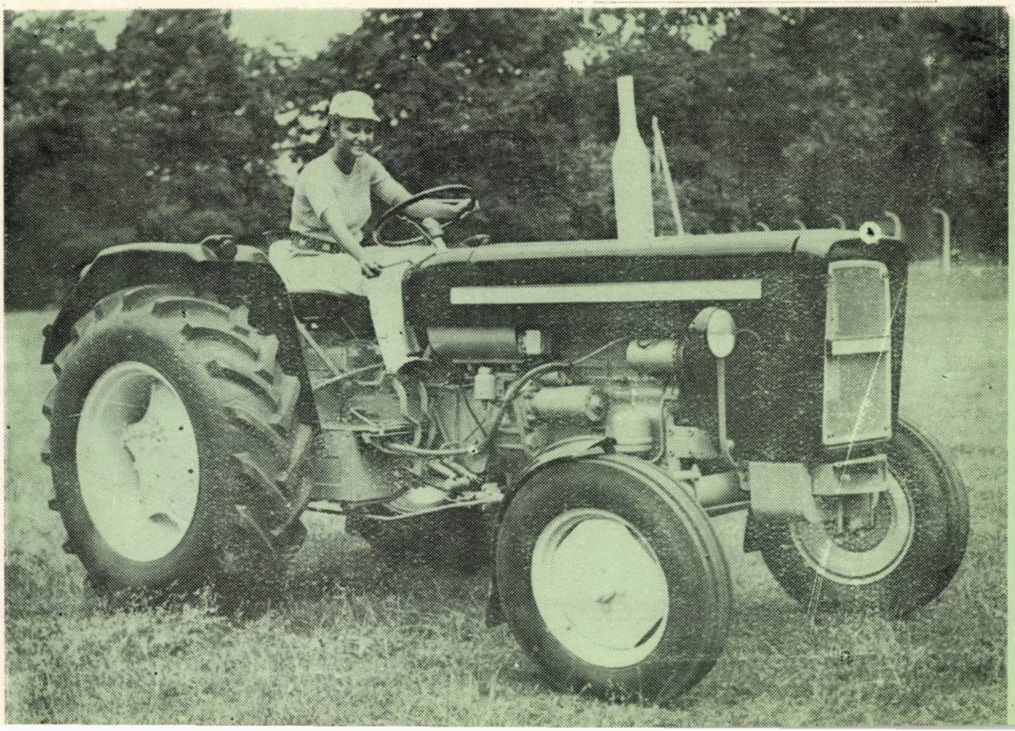
URSUS

construite în trei clase de bază
C-335 — 35 CP SAE
C-355 — 55 CP SAE
C-385 — 85 CP SAE

PRODUCĂTOR:
ZRZESZENIE PRZEMYSLU
CICNIKOWEGO URSUS
Grupul industrial de tractoare URSUS
URSUS k. Varşovia — R. P. Polonă
Telefon: 52-60-21
Telex: ZETEMCE URSUS 81 34 70

EXPORTATOR:
AGROMET — MOTOIMPORT
Varşovia, Przemyslowa 26 — R. P. Polonă
Telefon: 28-50-71
Telex: MOTORIM WARSZAWA 81 35 11

Tractoare agricole moderne şi economice, echipate cu circuite hidraulice cu dispozitive de reglaj al efortului şi al poziţiei, cu axul anterior reglabil pe cale variabilă, adaptate pentru a lucra cu o gamă vastă de utilaje agricole şi în orice condiţii de sol, de teren şi de climă.



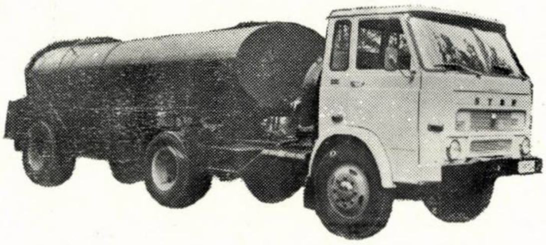
POL-MOT

1

2

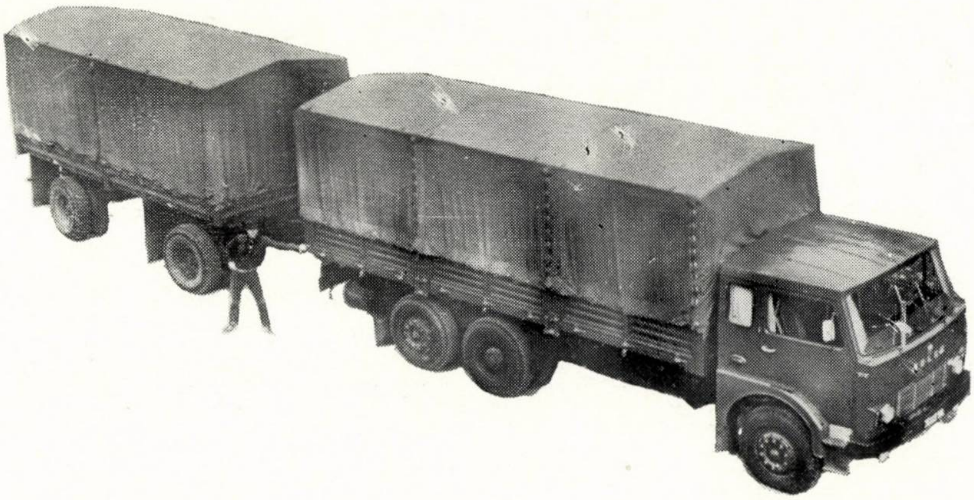
3

4



5

6



ZJEDNOCZENIE PRZEMYSLU MOTORYZACYJNEGO

Uniunea industriei de automobile

Export-Import: POL-MOT
Întreprindere de Comerţ Exterior
a Industriei de Automobile

Varşovia, Stalingradzka 23, R. P. Polonă

POL-MOT exportă:

1 CAMIOANE PENTRU LIVRĂRI ZUK A-06

Pentru transportul produselor care trebuie protejate împotriva prafului şi a umidităţii. Încărcătură utilă — 860 kg. Viteza maximă — 95 km/h. Motor cu benzină de 70 CP DIN. Cabină cu 2 locuri. Precum şi : camionete, pick-up şi altele.
CONSTRUCTOR : Fabrica Samochodow Ciszarowych
Uzină de camioane FSC — Lublin, R. P. Polonă

2 CAMIOANE STAR 29

Camioane cu două osii. Încărcătură utilă — 5 000 kg. Putînd trage remorci de 5 250 kg greutate totală. Viteza maximă — 80 km/h. Motor cu benzină de 105 CP DIN. Cabină cu 2 locuri.
CONSTRUCTOR : Fabrica Samochodow Cişzarowych
Uzină de camioane — Starachowice, R. P. Polonă

3 TRACTOARE PENTRU ŞOSELE STAR C-28

Pentru tracţiunea pe şosele a semi-remorcilor de 11 600 kg greutate totală, depunînd un efort maxim de 4 800 kg pe suportul articulat. Viteza maximă — 72 km/h. Cabină cu 2 locuri.
CONSTRUCTOR : Fabrica Samochodow Cişzarowych
Uzină de camioane — Starachowice, R. P. Polonă

4 CAMIOANE-ATELIER DE REPARAŢII JELCZ 574

Camioane cu trei osii pentru toate felurile de teren, echipate cu numeroase scule care permit efectuarea oricăror feluri de reparaţii, pe loc. Vehiculul este prevăzut cu o macara escamotabilă de montaj, avînd o putere de ridicare de 1 000 kg.
CONSTRUCTOR : Jelczanskie Zaklady Samochodowe
Întreprindere de Automobile din Jelcz, R. P. Polonă

5 CAMIOANE JELCZ 316

Camioane cu trei osii de 10 t încărcătură utilă, adaptate pentru tracţiunea remorcilor de asemenea de 10 t încărcătură utilă. Viteza maximă — 85 km/h. Motor Diesel de 200 CP DIN, construit conform licenţei Leyland. Cabină cu 4 locuri cu cuşetă rabatabilă.
CONSTRUCTOR : Jelczanskie Zaklady Samochodowe
Întreprindere de Automobile din Jelcz — R. P. Polonă

6 TRACTOARE RUTIERE JELCZ 317

Pentru tracţiunea semi-remorcilor pe distanţe mari. Efort maxim pe suportul articulat — 7 250 kg. Viteza maximă — 85 km/h. Motor Diesel de 200 CP DIN construit conform licenţei Leyland. Cabină cu 4 locuri. cu cuşetă rabatabilă.
CONSTRUCTOR : Jelczanskie Zaklady Samochodowe
Întreprindere de Automobile din Jelcz — R. P. Polonă

centrozap CENTROZAP

EXPORT ŞI IMPORT

INDUSTRIA MINIERĂ

- — Construcţia, extinderea, mecanizarea şi automatizarea minelor, cu excepţia celor de cărbuni
- — Întreprinderi care au ca scop îmbogăţirea minereurilor de fier, a metalelor neferoase şi a altor minereuri, cu excepţia cărbunilor
- — Maşini, instalaţii şi unelte destinate exploatării, transportului şi tratamentelor mecanice ale minereurilor şi substanţelor minerale de orice fel, cu excepţia cărbunilor
- — Produse din cărbune presat
- — Prestează servicii în domeniul explorării şi prospecţiunii geologice.

METALURGIE

- — Întreprinderi complete, diviziuni şi ateliere pentru siderurgie, precum şi pentru industria neferoaselor
- — Cocserii complete
- — Maşini şi instalaţii pentru furnale, oţelării şi laminoare
- — Instalaţii moderne pentru sudură-tăiere
- — Cilindri de laminor
- — Şarpante şi construcţii din oţel, într-o gamă variată.
- — Ţevării
- — Studii, construcţii şi echipamente pentru uzine complete de materiale refractare
- — Cuptoare electrice industriale, de diferite tipodimensiuni

TOPITORII

- — Topitorii complete : studii, echipament, mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie.
- — Maşini şi instalaţii principale şi auxiliare, pentru topitorii.
- — Piese forjate şi turnate din oţel.

CENTROZAP Întreprindere de Comerţ Exterior

Katowice, Ligonia 7 — R.P.Polonă—Cutia-poştală: 825; Telex: 0312416

BIROUL DE EXPORT-IMPORT
al Uniunii navigaţiei fluviale
şi şantierelor fluviale

NAVIGA

Wroclaw, Oficerska 6, R. P. Polonă
telefon : 680-24 şi 685-31
telex : 034 517
reprezentat în străinătate de întreprinderile de comerţ exterior
BUDIMEX şi NAVIMOR

— şlepuri, şalande, remorchere, drage, vapoare-muscă şi alte unităţi pentru navigaţia fluvială şi maritimă (transporturi de mărfuri şi de pasageri, servicii tehnice), echipamente pentru navigaţia fluvială şi maritimă
— amenajări de şantiere şi de porturi fluviale, construcţii de echipamente speciale : cale de halaj şi altele.
— amenajări fluviale : baraje şi altele
— completarea furniturilor pentru construcţii fluviale

Biroul de export-import NAVIGA colaborează cu :
— centrele de cercetări, birourile de studii specializate în lucrări portuare, fluviale şi industriale, birourile de studii pentru construcţii fluviale,
— întreprinderile de construcţii civile specializate în lucrările portuare şi fluviale, şantierele fluviale şi întreprinderile producătoare de echipamente marine.

În prezent NAVIGA realizează contracte importante cu diferite ţări din Europa şi Asia.

Biroul de export-import NAVIGA garantează termene de execuţie şi de livrare scurte, precum şi o calitate superioară a lucrărilor şi materialelor furnizate.

NAVIGA

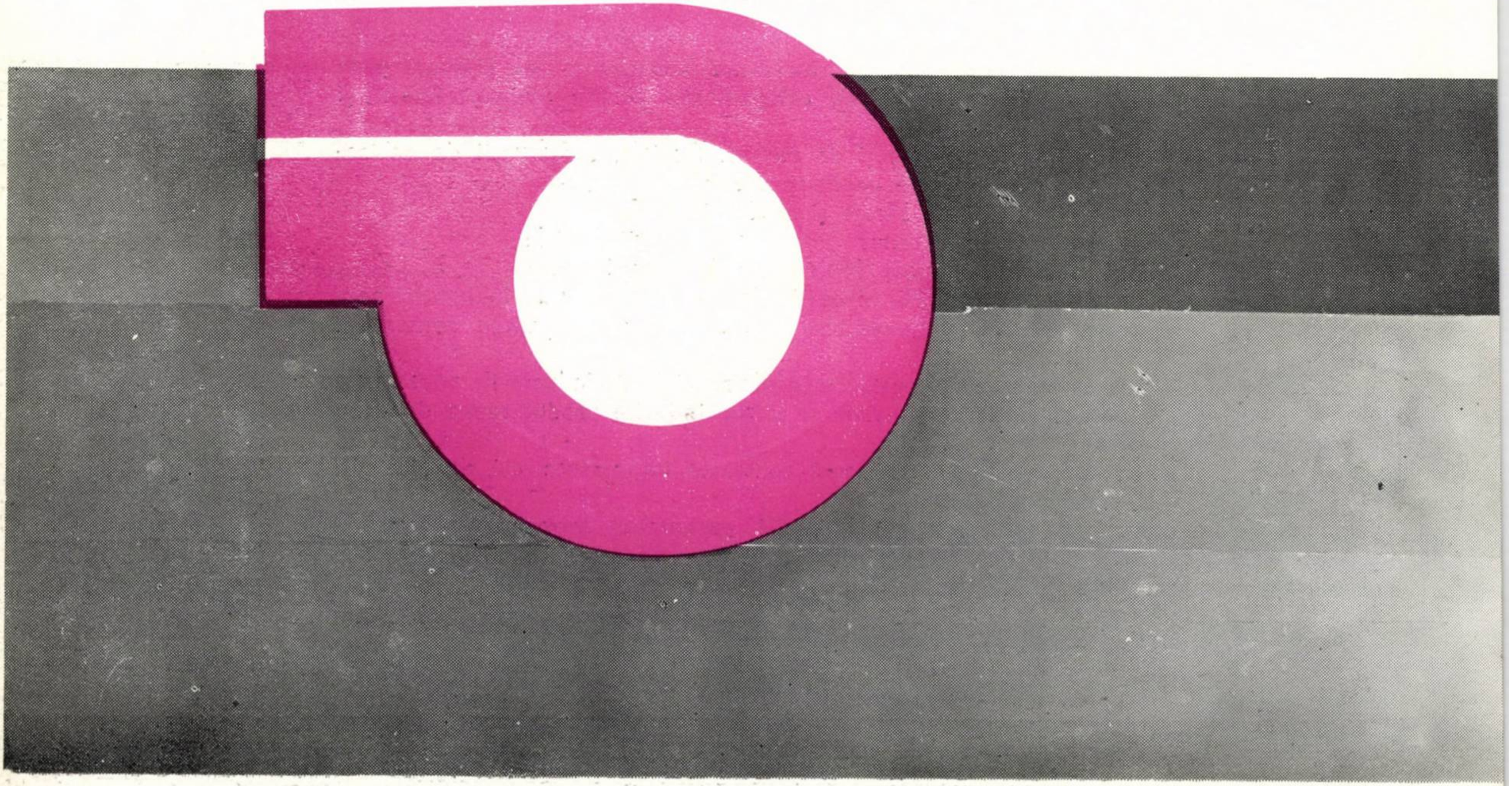
CHEMAK

ASOCIATIA UZINELOR
DE ECHIPAMENT CHIMIC
GRUPEAZA 15 INTREPRINDERI
care produc :

- aparataj chimic
- aparataj pentru industria zahărului
- materiale pentru producerea frigului industrial
- robinete industriale
- pompe
- compresoare

CHEMAK livrează la cheie uzine chimice
și de produse zaharoase complet echipate
în 40 de țări

Exportator : POLIMEX-CEKOP ȘI VARIMEX-VARȘOVIA



POLIMEX-CEKOP

stă la dispoziția industriei din lumea întreagă, oferind

TALAȚII COMPLETE, ECHIPAMENTE ȘI MAȘINI
tru următoarele industrii

INDUSTRIA MATERIALELOR DE CONSTRUCTIE
INDUSTRIA CHIMICĂ
INDUSTRIA AGRO-ALIMENTARĂ
INDUSTRIA LEMNULUI
INDUSTRIA ZAHĂRULUI

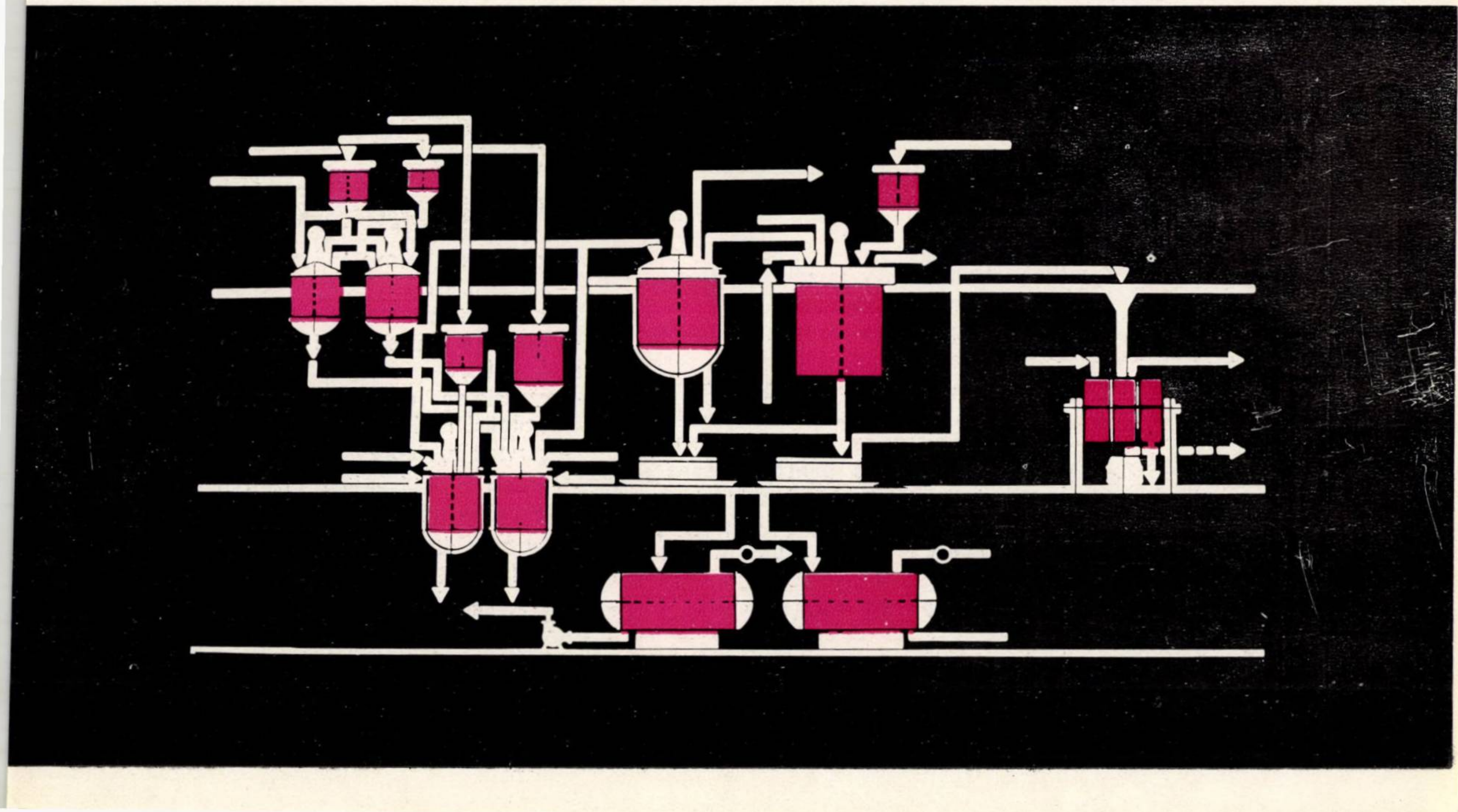
ecum și

uzine pentru epurarea apelor ● echipamente pentru captări și transporturi de ape ● utilaje pentru sticlărie ● pompe, mpresoare utilaje frigorifice precum și toate accesoriile pentru domeniile menționate mai sus

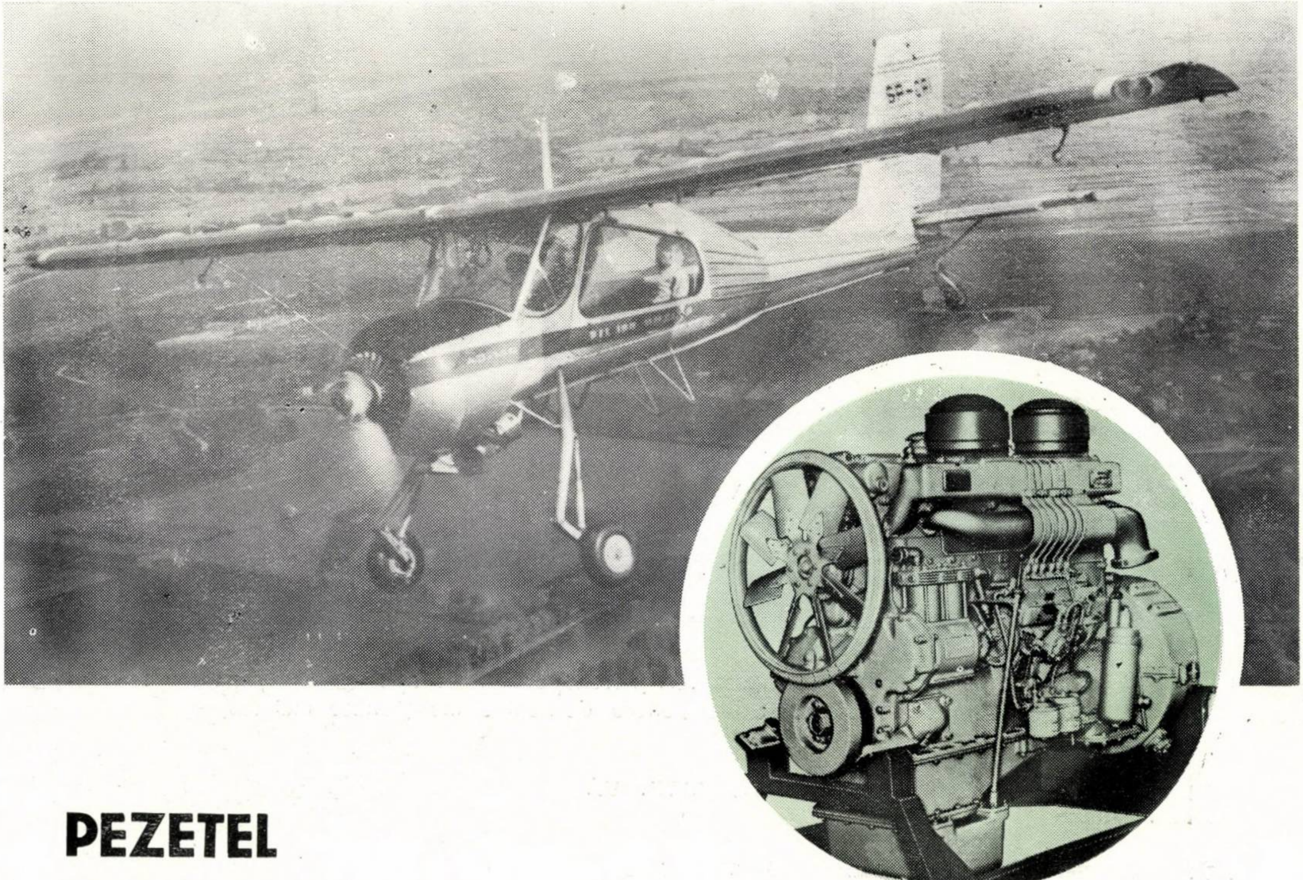
NTRU ORICE INFORMAȚII ȘI DOCUMENTAȚII DETALIATE, VĂ GĂM A VĂ ADRESA LA:

POLIMEX-CEKOP S.R.L. Varsovia, Czackiego 7/9 R. P. Polonă
Cutia poștală 815 Varsovia 1 Telefon 26 80 01 Telex 814 271

POLIMEX-CEKOP SRL



PEZETEL



PEZETEL

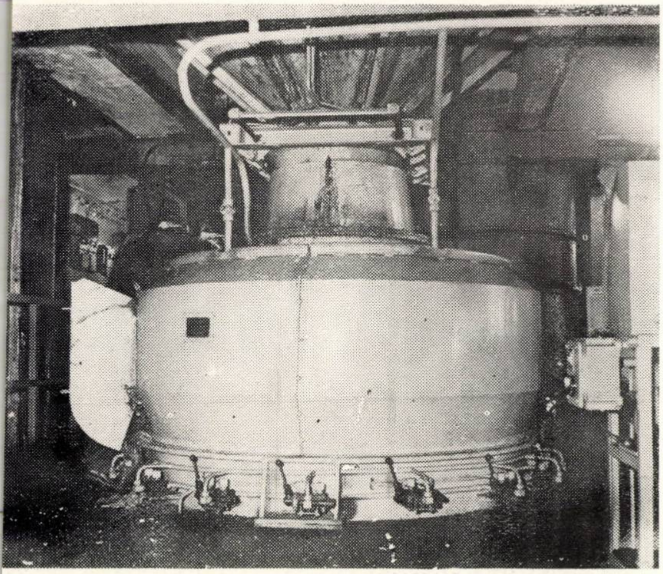
R.P.Polonă

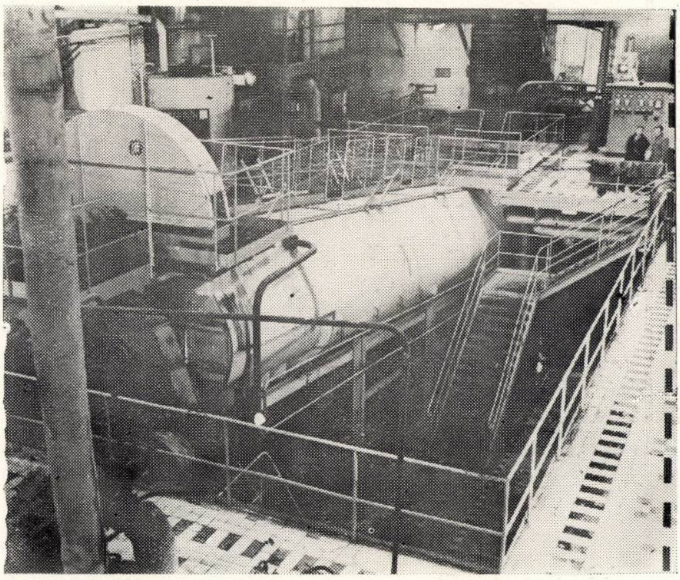
ÎNTREPRINDERE DE COMERŢ EXTERIOR PENTRU INDUSTRIA AERONAUTICA

Varşovia, Przemyslowa 26
Telefon : 28 50 71
Cutia poştală 4
Telex : 813 314 şi 813 430

vă oferă:

- avioane de pasageri, agricole, cargouri, sanitare
- helicoptere pentru multiple scopuri
- planoare cu înalte performanţe, cu unul sau cu două locuri
- motoare cu piston şi turbopropulsoare pentru avioane
- instrumente de bord
- motoare Diesel de 4 pînă la 600 CP pentru multiple utilizări
- pompe de injecţie
- injectoare
- piese de schimb
- motociclete
- ciclomotoare
- motoare maritime şi fluviale hors-bord
- cărucioare electrice pentru utilizări multiple
- servicii agricole
- sisteme hidraulice pentru multiple utilizări
- supape, distribuitori, cilindri hidraulici
- pistoane





ZUP NYSA

ZAKLADY URZADZEN PRZEMYSLOWYCH ZUP—NYSA

UZINA DE ECHIPAMENTE INDUSTRIALE

Nysa, Gen. Swierczewskiego 55 Telefon : 24 21 şi 40 61 Telex : 33 207

ZUP—NYSA OFERĂ ECHIPAMENTE PENTRU INDUSTRIILE:

● chimică ● zahărului ● energetică ● navală

Programul nostru de export cuprinde:

— Aparate cu coloane, cu talere, cu clapete, capace, site şi jgheaburi
— Schimbători de căldură multitubulari, cu pereţi perforaţi ficşi şi cap mobil
— Schimbători de căldură în spirală
— Filtre-tambur cu vid, cu suprafaţă filtrantă de la 2 pînă la 100 m²
— Filtre cu vid, cu discuri, cu suprafaţă filtrantă de la 90 pînă la 250 m²
— Cuptoare pentru calcinare
— Rezervoare cu şi fără presiune
— Difuzoare continue care pot trata 700 pînă la 4 300 t/zi tăiţei de sfeclă
— Maşini centrifuge de tăiat rădăcini, cu 16, 20 şi 24 cadre
— Maşini pentru spălat sfecla
— Grupuri pentru filtrarea sucului, debitînd 4 000 — — 6 000 t/zi
— Utilaje pentru uscarea şi transformarea în brichete a tăiţeilor epuizaţi
— Condensoare principale pentru turbine pînă la 200 MW
— Cristalizoare
— Reîncălzitori de joasă presiune
— Rezervoare cilindrice
— Răcitori
— Evaporatori pentru apă de mare, debitînd 6 pînă la 12 t/zi
— Condensatori
— Încălzitori pentru combustibili
— Încălzitori pentru apă
— Filtre pentru apă

ZUP—NYSA exportă produsele sale în 21 de ţări din trei continente :
Africa : Egipt, Ghana, Maroc
Asia : Ceylon, China, Coreea, India, Indonezia, Irak, Iran, Pakistan, Vietnam
Europa : Bulgaria, Spania, Grecia, Ungaria, R. D. Germană România, Cehoslovacia, U.R.S.S., Iugoslavia.

UNITRA
RADMOR

Zaklady Radiowe

RADMOR

Întreprinderi radio-maritime

Gdynia-Grabowek, R. P. Polonă Hutnicza 5
Telefon : 217 071 — 10 linii grupate Telex : 051 521 PL

- radiotelefoane FM, cu fascicule hertziene, cu bandă de 30—470 MHz, pentru serviciile terestre (aparate portabile, mobile și fixe)
- radiotelefoane maritime, cu 55 și 12 căi
- radiotelefoane cu 3 căi, portabile, pentru serviciile portuare, pentru pilotaj, pentru operațiile de salvare
- sonde acustice de navigație și de pescuit pentru adîncimi mari și mijlocii, dispuse în sistem „pupa etravă", pentru navele mari și mici
- goniometre convenționale și automate cu indicator numeric
- receptoare de comunicație și auxiliare
- emițători de manevre, maritime și terestre 40 W
- echipamente auxiliare pentru radionavigație și hidroacustică

Calitate superioară
Fiabilitate mare
Termene de livrare scurte

Asigură service-ul în toate porturile lumii

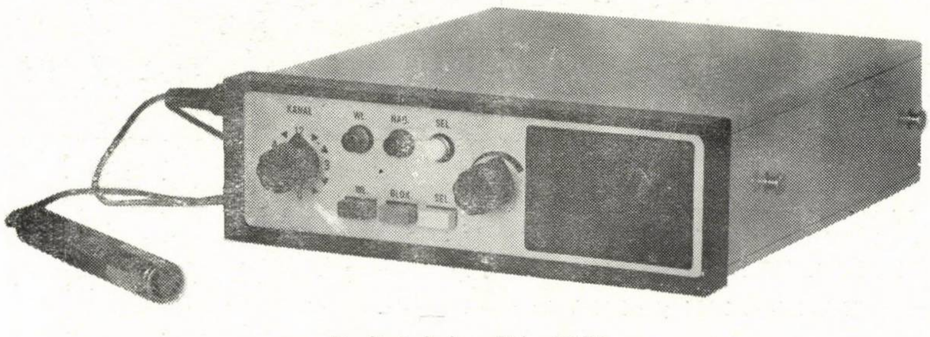
Toate materialele noastre sînt complet montate pe tranzistoare și sînt bazate pe cele mai recente perfecționări tehnice și tehnologice. Ele corespund exigențelor legislației în vigoare și recomandărilor convențiilor internaționale.

Exportatori :

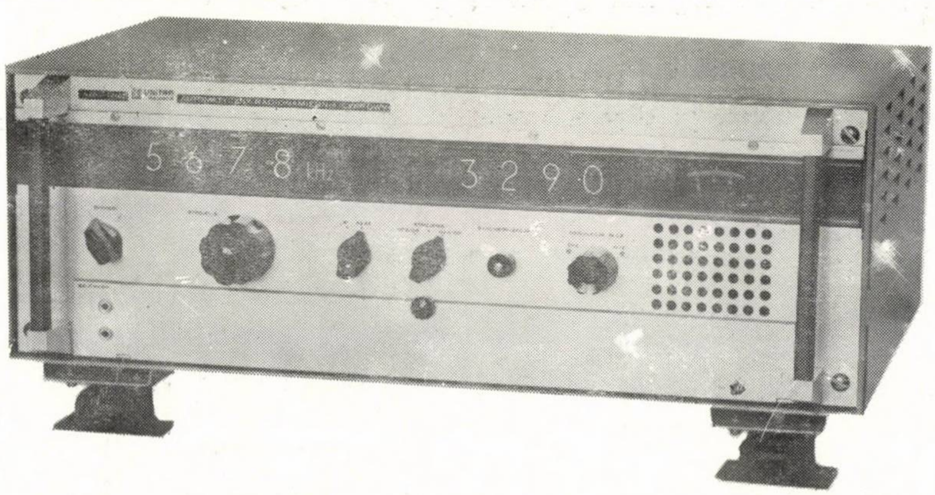
UNITRA
Varșovia, Al. Jerozolimskie 44

CENTROMOR
Gdansk Okopowa 7

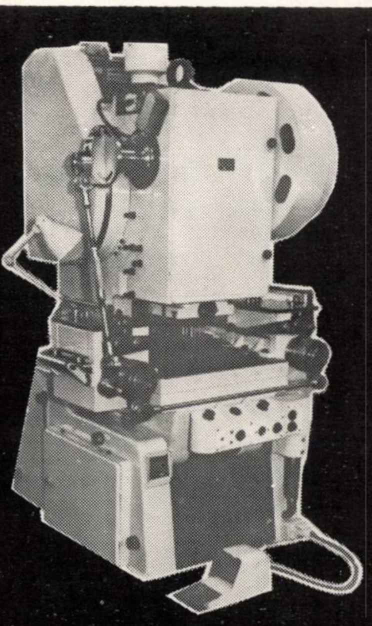
UNITECH
Varșovia, Siedmiogrodzka 1/3



Radiotelefon FM—3001



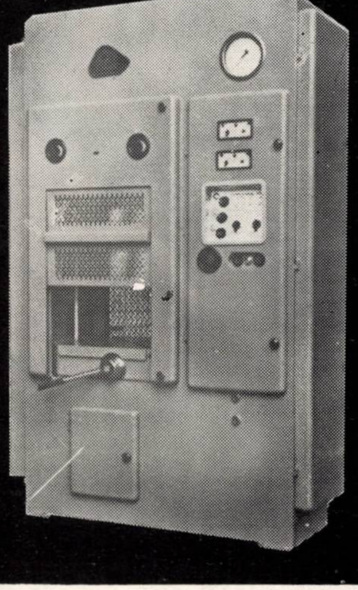
Radiogoniometru automat numeric ARC—1402

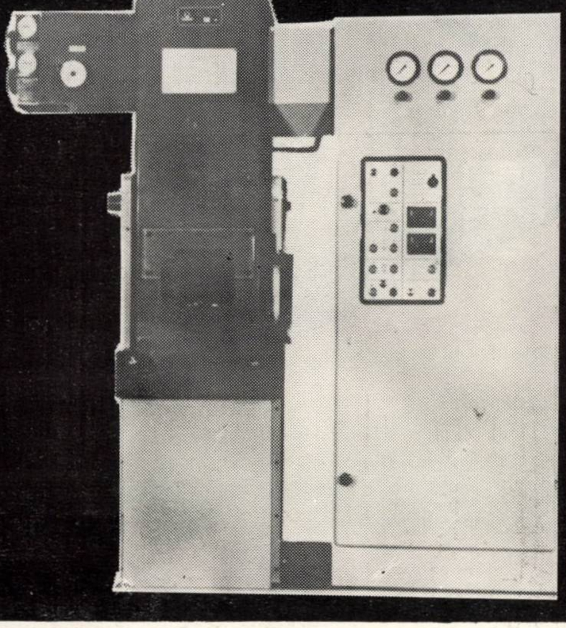


- PRESE
- MAŞINI DE TĂIAT
- ECHIPAMENTE PENTRU INJECŢII
- MATERIALE PENTRU MECANIZAREA LUCRĂRILOR
- SCULE PENTRU BORDURARE ŞI FORME

O realizare senzaţională : presa modernă PXW-100 A, de foarte mare precizie, cu matriţă pendulară, brevet polonez Nr. 55591, a cărei licenţă de fabricaţie a fost achiziţionată de industria japoneză.
Specialiştii combinatului pun la dispoziţie toate informaţiile relative la documentaţia tehnică şi constructivă, la execuţia şi recepţia tehnică.

La cererea beneficiarului, producătorul deleagă pe inginerii şi tehnicienii săi pentru montajul, pornirea şi punerea în exploatare a maşinilor şi echipamentelor livrate.
Combinatul dispune de propriul său Institut de cercetări, ceea ce reprezintă o garanţie pentru calitatea superioară a materialelor fabricate.





PONAR—PLASO

KOMBINAT OBRABIAREK I NARZEDZI DO OBROBKI PLASTYCZNEJ

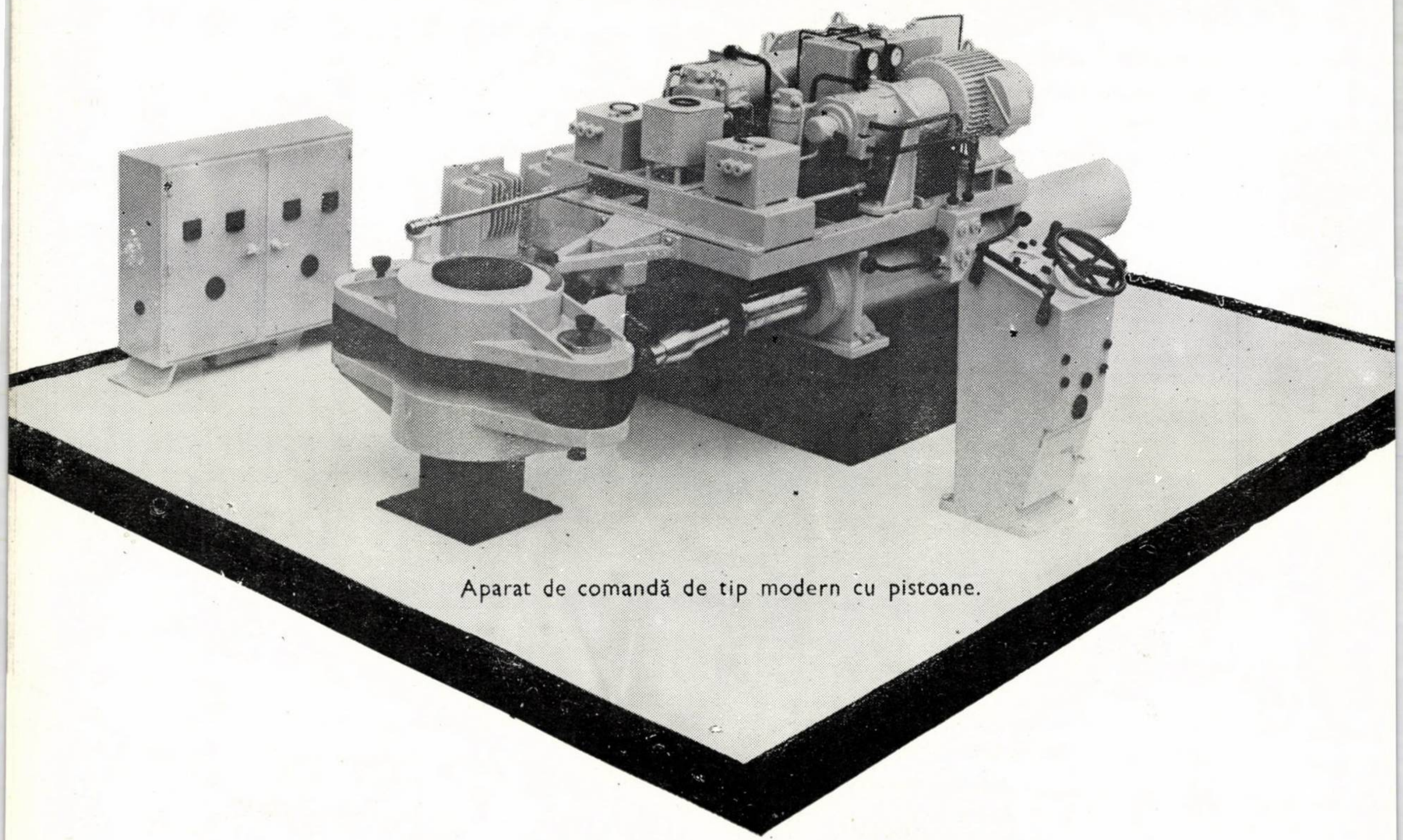
COMBINAT PENTRU MAŞINI-UNELTE ŞI APARATE PENTRU DEFORMAREA PLASTICĂ

Varşovia 97, Technikow 40, R.P. Polonă. Telefon : 23 76 82 şi 23 76 89 (opt linii grupate) Telex : 813 693 WFO PL
Exportator : METALEXPORT — Varşovia, Mokotowska 49, R. P. Polonă

CENTROMOR

ECHIPAMENTE PENTRU TOATE FELURILE DE NAVE

Diversitatea navelor construite de șantierele poloneze implică o strînsă cooperare cu întreprinderile industriale în măsură să livreze toate echipamentele maritime necesare.



Aparat de comandă de tip modern cu pistoane.

Hydroster

CENTROMOR colaborează în acest domeniu cu mari firme — britanice, franceze, germane, suedeze și italiene.
CENTROMOR livrează echipamente maritime unor beneficiari din 42 de țări.

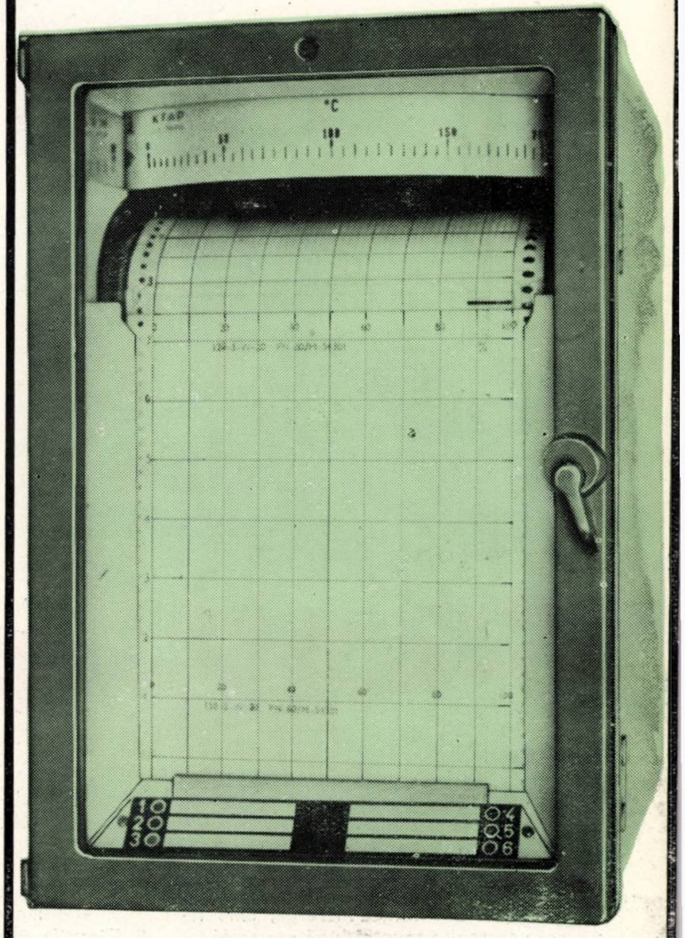
Echipamentele de bord, instalațiile pentru sălile mașinilor, aparatura specială — pentru toate tipurile de nave

Biroul central de import-export de nave și echipament marin

Unicul exportator, în acest domeniu, din R. P. Polonă. Sediul central: Gdansk, Okopowa 7, R.P.Polonă.
telefon: 31 22 71 și 31 42 61
telex: 051 376 și 051 377 CENTROMOR GD
telegrame: CENTROMOR GDANSK
Birouri la Varșovia și Szczecin
Zaklady Urzadzen Okretowych „HYDROSTER" Întreprinderea de aparate HYDROSTER Gdansk, Reduta Mis 1—4
telefon: 312-871, telex: 051 425

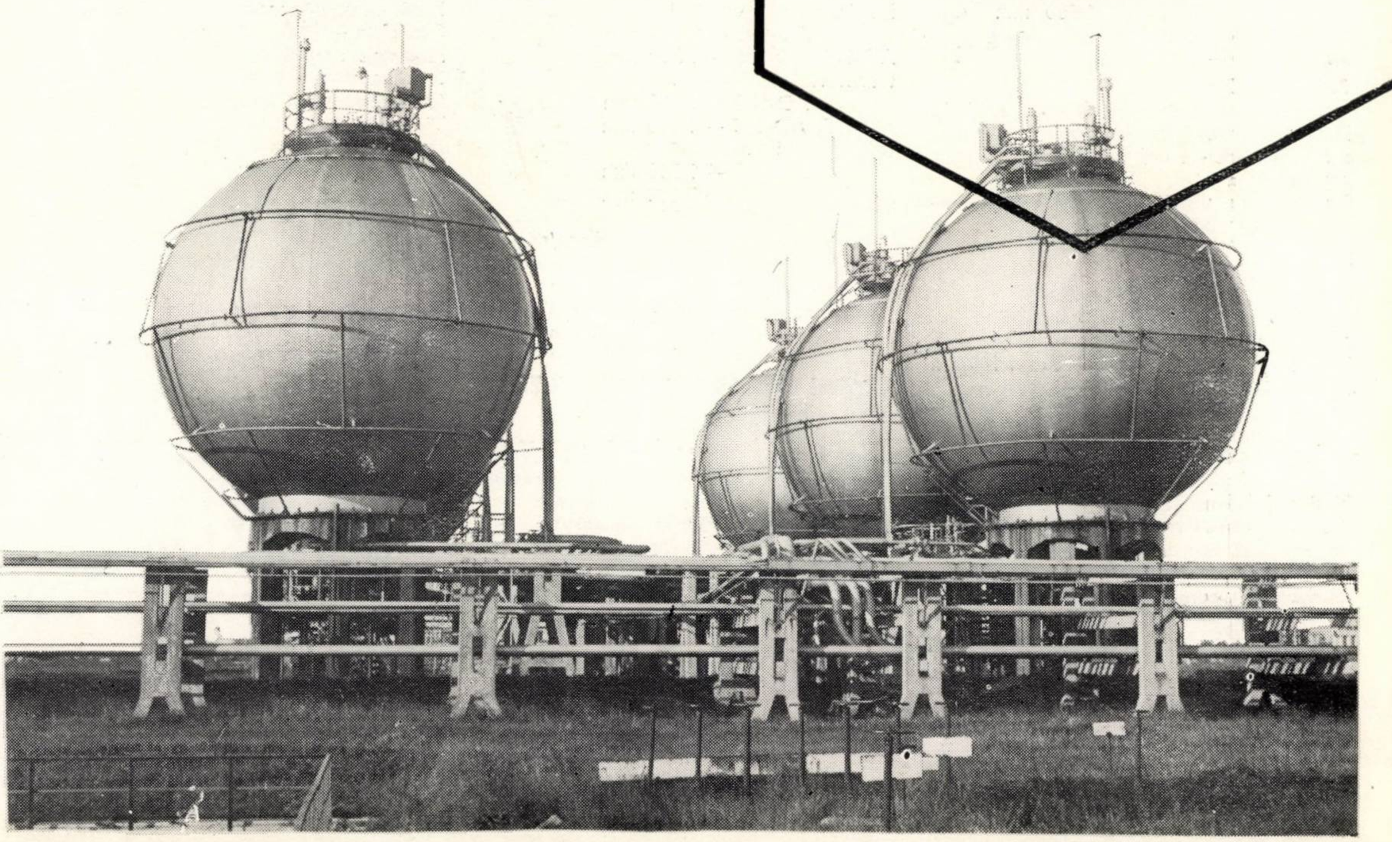
METRONEX INTREPRINDERE
DE COMERȚ EXTERIOR
A UNIUNII INDUSTRIEI DE AUTOMATICĂ
ȘI A APARATELOR DE MĂSURĂ „MERA"
VARȘOVIA 1, AL. JEROZOLIMSKIE 44 POLONIA
CĂSUȚA POȘTALĂ: 198, TELEX: 81 44 71
TELEFON: 26-22-21, 26-74-41

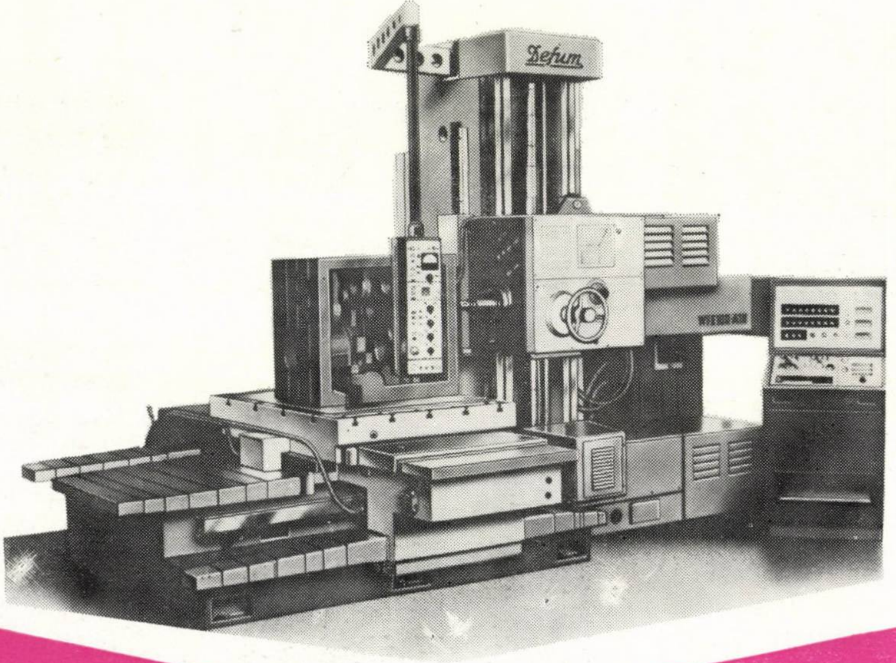
APARATE DE MĂSURĂ ȘI CONTROL
(ÎNREGISTRATOARE)



cooperare industrială pentru o largă gamă de produse executate după desen și conform cu cerințele tehnice ale beneficiarului.
subansamblele mecanice, blocuri electrotehnice și electronice.
aparate de măsură, elemente de automatizare și echipamente periferice pentru construirea sistemelor cele mai importante: supape și vane de reglare, aparate de tablou, elemente ale sistemelor de reglare pneumatică **TELEPNEU** și **MERALOG** elemente de automatizare electronică.
dulapuri și pupitre de comandă echipate cu aparatură poloneză sau produsă de beneficiar.
serviciile noastre se adresează în special societăților ce furnizează Poloniei amenajări industriale complete.
METRONEX este interesat în urmărirea lucrărilor de cercetare în comun, prin cooperare industrială bazată pe cumpărarea în comun a licențelor, în elaborarea de software pentru ordinatoare, prin crearea de intreprinderi mixte pentru producție și comerț exterior.

PUNCTUALITATE ÎN LIVRĂRI
CALITATE INALTĂ
PREȚ COMPETITIV ȘI STABIL
ACEASTA ESTE DEVIZA
LUI METRONEX





Defum

DABROWSKA FABRYKA OBRABIAREK

UZINA DE MAŞINI-UNELTE

Dabrowa Gornicza, Kosciuszki 3
Telefon : 62-20-41, Telex : 0315565
Fondată în 1879

DEFUM construieşte maşini de alezat şi frezat, cu diametrele broşei cuprinse între 80 şi 150 mm, precum şi strunguri verticale cu masa avînd diametrul de 1 100 mm. Maşinile-unelte DEFUM, exportate în numeroase ţări din lumea întreagă, sînt livrate în termene scurte după comandă.

Programul de fabricaţie

MAŞINI DE ALEZAT ŞI FREZAT CU MONTANT FIX

1. Tip WFB-80
Viteza broşei — 5,6 pînă la 1 400 rot/min
Disc cu cărucior şi lunetă, care constituie echipamentul standard.
Masă rotativă de 1 100 × 1 050 mm.
Avansuri pe minut şi pe rotaţie.
Deplasament: vertical — 1 000 mm
transversal — 1 100 mm
longitudinal — 1 000 mm

2. Tip WFC-90
Vitezele broşei : 14 pînă la 1 120 rot/min
Masă în formă de cruce de 900 × 1 120 mm sau la cerere — masă rotativă de 1 100 × × 1 050 mm
Deplasament vertical, transversal şi longitudinal — 1 000 mm.

3. Tipurile WFE-80 şi WFE-100
Vitezele broşei :
WFE-80 8 pînă la 1 400 rot/,min
WFE-100 6,3 pînă la 1 120 rot/min
Masa în cruce de 1 000 × 1 400 mm sau, la cerere, masă rotativă de 1 100 × 1 100mm
Avansuri continue — 4,5 pînă la 1 120 mm/min
Deplasament : vertical — 1 000 mm
transversal — 1 200 mm
longitudinal — 900 mm
Maşina de alezat şi frezat WFE-100 poate fi de asemenea livrată în variantă specială, cu comandă numerică.

4. Tipul WFE-100 A7
în variantă constructivă transversală
Viteza broşei — 6,3 pînă la 1 120 rotmin
Masa de 1 100 × 2 200 mm sau de 1 000 × × 3 200 mm
Deplasament : vertical — 1 000 mm
transversal — 2 000 mm
montantului — 600 mm

5. Tipurile AD-100, AD-115 şi AD-125
Construite conform licenţei societăţii italiene CERUTI
Viteza broşei — 5 pînă la 1 000 rot/min
Masa rotativă :
AD-100 — 1 200 × 1 400 mm
AD-115 — 1 400 × 1 600 mm
AD-125 — 1 500 × 1 800 mm
Avansul la fiecare rotaţie : 0,5—6 mm/rot
Avansuri pe minut : 10 — 2 000 mm/min
Deplasament : vertical
AD-100 — 1 200 mm
AD-115, AD-125 — 1 500 mm
transversal
AD-100 — 1 200 mm
AD-115, AD-125 — 1 600 mm
longitudinal
AD-100 — 1 500 mm
AD-115, AD-125 — 2 000 mm

6. TIPUL HWC-S 110 A
Viteza broşei — 10 pînă la 674 rot/min
Disc cu cărucior în echipament standard
Masă rotativă de 1 400 × 1 600 mm
Deplasament : vertical — 2 000 mm
transversal — 2 000 mm
longitudinal — 2 000 mm

MAŞINI DE ALEZAT ŞI FREZAT CU MONTANT MOBIL

1. Tip HWC-P 110 A
Viteza broşei — 10 pînă la 674 rot/min
Disc cu cărucior, echipament standard
Deplasament : vertical — 1 500 mm
al montantului — 3 000 — 8 500 — 14 000 mm
Suprafaţa discului de lucru :
3 000 × 4 000 mm
În execuţie specială : lăţimea 4 000 mm, lungimea conform cererii beneficiarului.

2. Tipul WHB-150
Viteza broşei — 2,5 pînă la 1 000 rot/min
Deplasament : vertical — 3 000mm
al montantului — 7 000 mm
Suprafaţa discului de lucru :
4 000 × 5 000 mm
Delestare hidrostatică a glisierelor

Maşinile de alezat şi frezat DEFUM pot fi livrate cu dispozitiv de citire optic sau de la distanţă a deplasamentelor, asigurînd o precizie de ± 0,01 mm ; de asemenea ele pot fi livrate împreună cu o gamă largă de dispozitive de montaj şi echipamente speciale.

Masă circulară mobilă, tip JBWA-16
Suprafaţa — 1 600 × 1 600 mm
Încărcare admisibilă — 10 000 kg
Deplasament — 1 000 mm

STRUNG VERTICAL

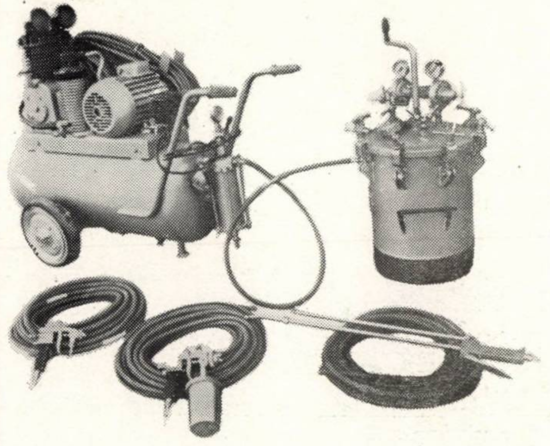
Tip KNA-100/135A
Diametrul discului — 1 100 mm
Diametrul de strunjire — 1 350 mm
Viteza discului — 315 pînă la 200 rot/min
Înălţimea maximă a piesei de prelucrat — 950 mm
Deplasamentul vertical al strungului mic revolver — 600 mm

Strungurile verticale KNA-110/135 sînt oferite, de asemenea, în variante speciale:
— cu dispozitiv de copiere electromagnetic
— cărucior pentru alezarea în adîncime
— rapide, pînă la 1 000 rot/min, pentru diametrul de strunjire pînă la 400 mm.

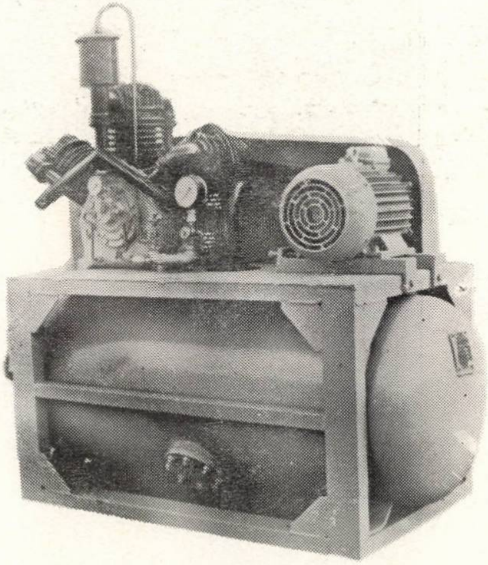
Maşinile-unelte DEFUM sînt exportate prin intermediul Întreprinderii de Comerţ Exterior

METALEXPORT

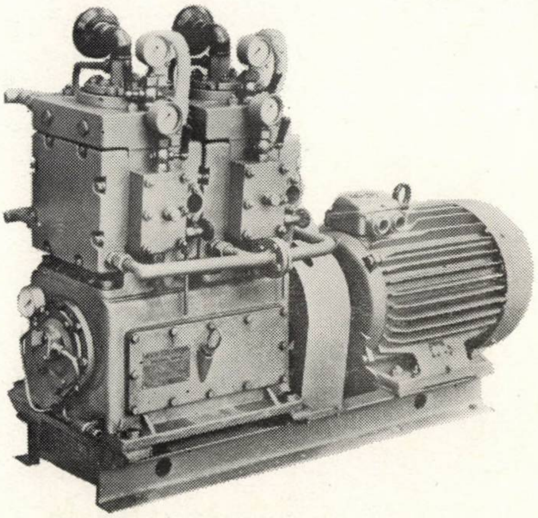
Varşovia, Mokotowska 49, R.P.Polonă
Oferte detaliate şi specificaţii, la cerere.



Aparat de vopsit prin pulverizare WAN-C



Grup de compresoare WAN-04



Grup de compresoare WAN-W

WYTWORNIA APARATOW NATRYSKOWYCH

UZINĂ DE APARATE DE PROIECȚIE

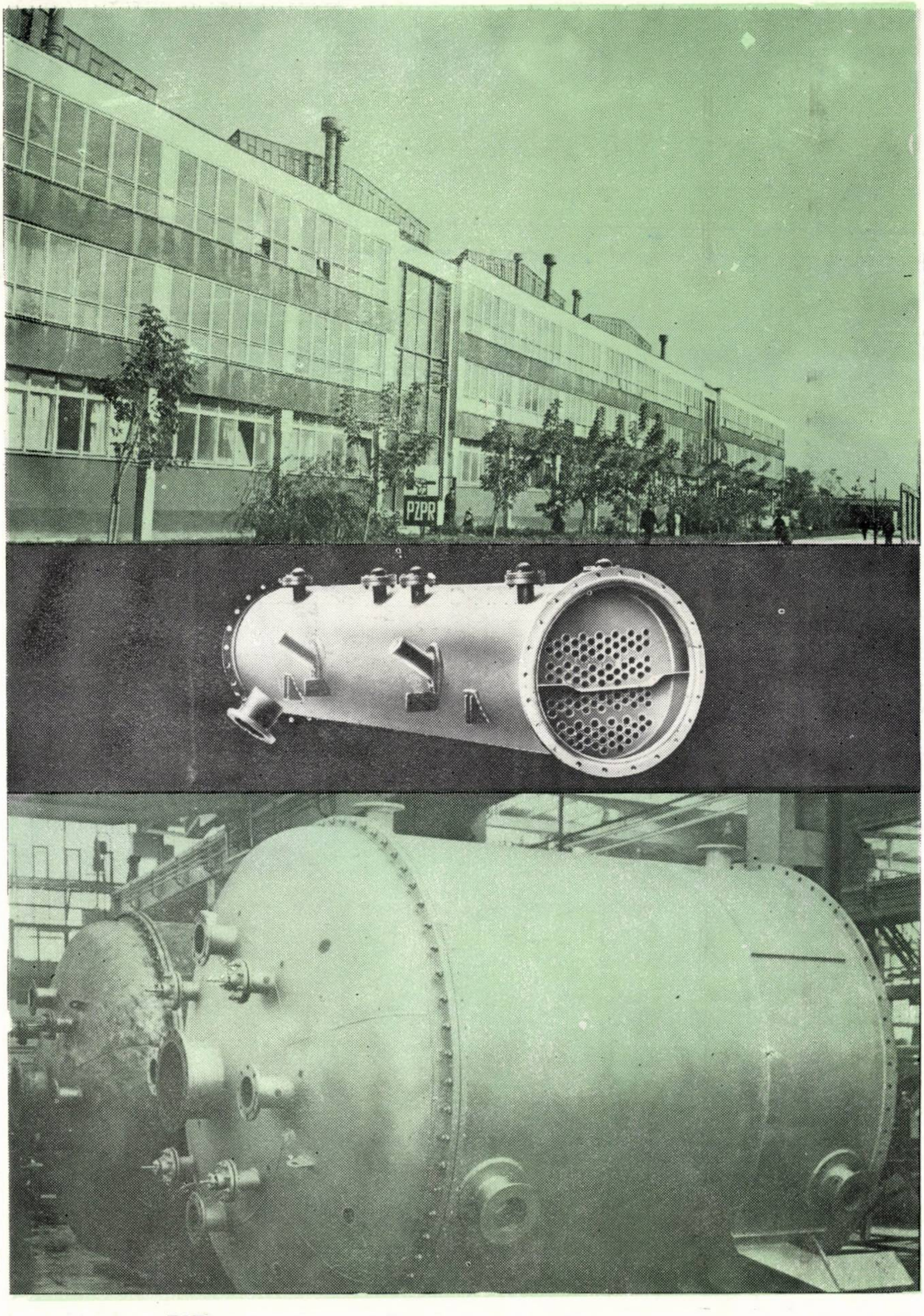
Gdynia — Redlowo, Luzycka 10, R. P. Polonă. Telefon: 22 00 31
Telex : 054 266 WAN PL Telegrame : WAN-GDYNIA

Aparatură pentru vopsirea prin jet (pulverizare), compresoare industriale cu piston, debitînd între 16 şi 70 m^3/h, grupuri de compresoare pentru construcții navale, atestate de marile societăți de clasificare.

Materialele WAN sînt exportate de

POLIMEX-CEKOP

Varşovia, Czackiego 7/9 Telex : 814 271 Telegrame : POLIMEX-CEKOP WARSZAWA



dębica

WYTWORNIA SPRZETU KOMUNIKACYJNEGO

ÎNTREPRINDERILE WSK — DEBICA — R. P. POLONĂ

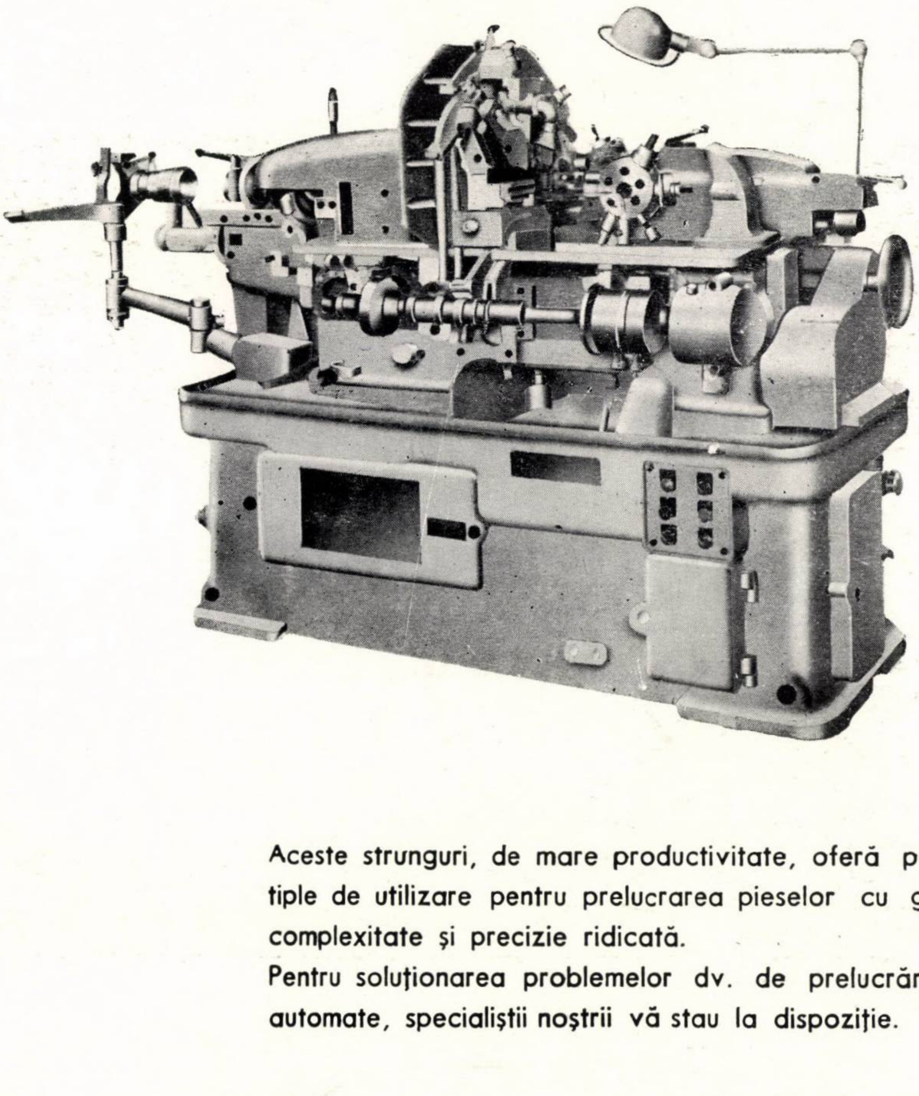
Material pentru frig industrial cu amoniac şi cu freon
- aparatură pentru frigorifere
- compresoare pentru refrigeraţie
- supape de închidere de la 10 la 200 mm diametru nominal
- supape fără revenire de la 6 la 100 mm diametru nominal
- aparate de reglaj şi destindere de la 10 la 500 mm diametru nominal

Supapele, aparatele de reglaj şi de destindere pot fi utilizate şi pentru alte lichide inerte, în instalaţiile avînd presiunea maximă de 25 bari şi temperatura maximă de 160°C.

Exportator: POLIMEX-CEKOP, Varşovia — R. P. Polonă

STRUNGURI AUTOMATE DE
PERFORMANŢĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilităţi multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate şi precizie ridicată.
Pentru soluţionarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiştii noştrii vă stau la dispoziţie.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIŞTE – ROMÂNIA

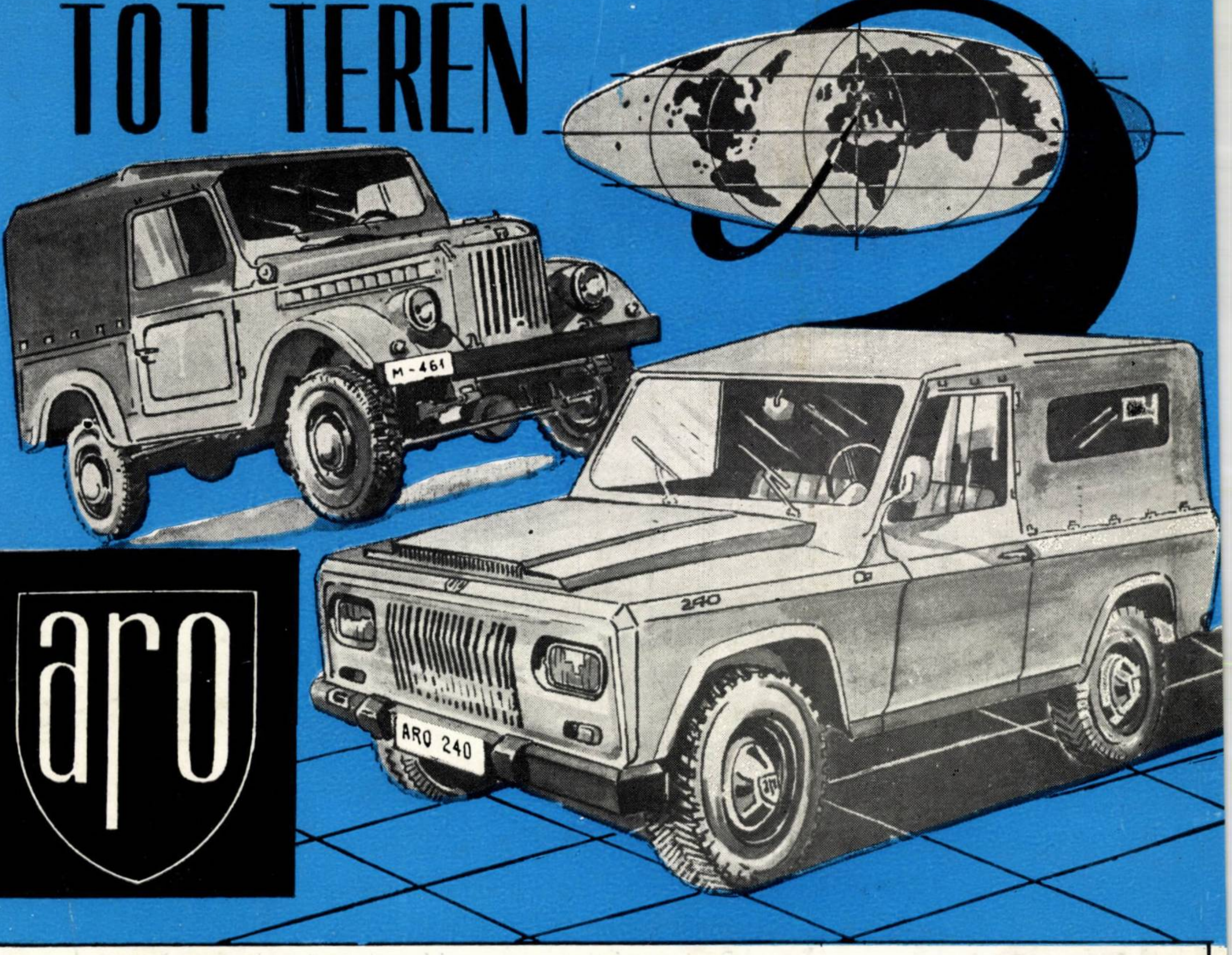
Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

UZINA MECANICĂ MUSCEL

Produce

AUTOTURISME TOT TEREN

DACIA ROMANIA



aro

Autoturismele **ARO** sînt vehicule cu multiple utilizări, cunoscut și apreciat în toată lumea Caracteristicile sale de trecere sînt excepționale:

1974 FEB 07

CARACTERISTICI	**ARO** M461-C	**ARO**-240	**ARO**-241
Panta maximă	32°	35°	35°
Adîncimea vadurilor traversate	0,500 m	0,600 m	0,600 m
Adîncimea stratului de noroi sau nisip	0,230 m	0,300 m	0,300 m

Construcția lor robustă asigură o exploatare sigură pe drumuri grele și neamenajate, în toate zonele climatice ale globului.

Transport de persoane și marfă	8 pers. sau 0,650 t	8 pers. sau 0,700 t	5 pers. sau 0,535 t
Capacitatea cilindrică	2,500 cmc	2,512 cmc	2,512 cmc
Putere maximă	77 C.P. la 4000 rot/min	80 C.P. la 4200 rot/min	80 C.P. 4200 rot/min.
Benzină indicată	CO 75	CO 75	CO 75
Viteză maximă	Peste 100 Km/oră	Peste 110 Km/oră	Peste 110 Km/oră
Garda la sol	220 cm	250 cm	250 cm

Decapotabile
Parbriz rabatabil

UZINA MECANICĂ MUSCEL

CÎMPULUNG-MUSCEL JUDEȚUL ARGEȘ
str. V. Roaită 173, telefon 1000 ÷ 1006 Telex: 018259

3279

R

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXV • nr 10 • OCTOMBRIE 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1973

CUPRINS

BRETAN, D. și PICU, M.: **Asupra închiderii aparatelor directoare cilindrice utilizate în construcția de turbine hidraulice.** 583

DUMITRAȘ, C. și AELENEI, M.: **Cercetări privind raza tăișului sculei (R_b) și uzura de pe suprafața de degajare (H_γ), la strunjirea longitudinală.** 588

GHEGHEA, I.: **Contribuții la studiul unui amortizor activ de vibrații pentru mașini-unelte.** 591

MINCIU, C. și TĂTARU, S.: **Calculul de proiectare al frezelor frontale cu cuțite demontabile.** 594

NEGUȚ, L.: **Considerații cu privire la cinematica ridicătorului hidraulic cu prindere în trei puncte ca mecanism de agregare a plugului de tractor.** 598

ROTARU, C. și CIOBANU, AL.: **Etape parcurse în activitatea de proiectare a unui sistem PAD.** 603

SOARE, M. și MARINCAȘ, D.: **Asupra pornirii agregatului de transport cu dispozitiv de cuplare elasto-amortizor convențional.** 608

TĂRĂBOI, V.: **Analiza oscilațiilor cablurilor purtătoare prin metode energetice și variaționale.** 612

ZUGRĂVEL, M., GAIGINSCHI, R. și GOBJILĂ, I.: **Influența parametrilor funcționali ai sistemului de injecție asupra calității pulverizării combustibilului, în cazul injecției mecanice.** 619

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI 625
NOI MATERIALE DOCUMENTARE 632
TEZE DE DOCTORAT 640
MONOGRAFII 641
DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRINE 642

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. TR. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621.224

Bretan, D. şi *Picu, M.*: **Asupra închiderii aparatelor directoare cilindrice utilizate în construcţia de turbine hidraulice.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 583—587

CZ 621.941. 025

Dumitraş, C. şi *Aelenei, M.*: **Cercetări privind raza tăişului sculei (R_b) şi uzura de pe suprafaţa de degajare (H_γ), la strunjirea longitudinală.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 588—591

CZ 621.91—752

Gheghea, I.: **Contribuţii la studiul unui amortizor activ de vibraţii pentru maşini-unelte.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 591—594

CZ 621.914.2

Minciu, C., *Tătaru, S.*: **Calculul de proiectare al frezelor frontale cu cuţite demontabile.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 594—597

CZ 629.114.2—112:631.312

Neguţ, L.: **Consideraţii cu privire la cinematica ridicătorului hidraulic cu prindere în trei puncte cu mecanism de agregare a plugului de tractor.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 598—603

CZ 681.3.001. 13

Rotaru, C. şi *Ciobanu, Al.*: **Etape parcurse în activitatea de proiectare a unui sistem PAD.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 603—608

CZ 631.3—112—57

Soare, M. şi *Marincaş, D.*: **Asupra pornirii agregatului de transport cu dispozitiv de cuplare elasto-amortizor convenţional.**

Construcţia de Maşini, 25 (1973), nr. 10, p. 608—612

CZ 621.86. 065.001.5

Tărăboi, V.: **Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare prin metode energetice şi variaţionale.**

Construcţia de Maşini 25, (1973), nr. 10, p. 612—619

CZ 621.43.038.

Zugrăvel, M., *Gaiginschi, R.* şi *Gobjila, I.*: **Influenţa parametrilor funcţionali ai sistemului de injecţie asupra calităţii pulverizării combustibilului, în cazul injecţiei mecanice.**

Construcţia de Maşini 25, (1973), nr. 10, p. 619—624

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNESTI 625

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 632

TEZE DE DOCTORAT 640

MONOGRAFII 641

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE 642

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia" Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3244.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1973, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621. 224

Бретан, Д. и Пику, М.: **О замыкании цилиндрических направляющих приборов, применяемых в конструкции гидравлических турбин.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10,стр. 583–587

ДК 621. 941. 025

Кумитраш, К. и Аеленей, М.: **Исследование радиуса лезвия инструмента (R_b) и износа поверхности выточки (H_γ), при продольной обточке.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 588–591

ДК 621.91–752

Гегя, И.: **Исследование активного амортизатора вибраций для станков.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 591–594

ДК 621.914.2

Минчю, К. и *Тэтару, С.:* **Проектный расчет торцевой фрезы со съемным резцом.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 594–597

ДК 629.114.2–112 :631. 312

Негуц, Л.: **О кинематике гидравлического подъемника с креплением в тех точках и с механизмом зацепления тракторного плуга.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10 , стр. 598–603

ДК 681.3.001.13.

Ротару, К. и *Чиобану, Ал.:* **Этапы, пройденные в проектировании системы автоматической обработки данных.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 603–608

ДК 631.3–112–57

Соаре, М. и *Маринкаш, Д.:* **О пуске транспортирующего агрегата с включающим упруго-амортизирующим условным устройством.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 608–612

ДК 621.86.065.001.5

Тэрэбой, В.: **Анализ колебаний несущих кабелей при помощи энергетического и вариационального метода**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 612–619

ДК 621.43.038

Зугрэвел, М., Гайджински, Р. и *Гобжила, И.:* **Влияние функциональных параметров системы впрыска на качество распыления топлива, в случае механического впрыска.**

Constructia de Mașini 25 (1973), № 10, стр. 619–624

Достижения румынской промышленности

Новые документальные материалы

Докторские диссертации

Монографии

Из зарубежных журналов

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.224

Bretan, D. und *Picu, M.:* **Uber die Schliessung der zylindrischen Leitgeräte die im Wasserturbinenbau verwendet werden.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 583–587

DK 621.914.025

Dumitraș, C. und *Aelenei. M.:* **Untersuchungen über den Werkzeugschneideradius (R_b) und den Verschleiss der Spanablauffläche (H_γ) beim Langdrehen.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 588–591

DK 621.91–752

Gheghea, I.: **Beiträge beim Studium eines Schwingungswirkdämpfer für Werkzeugmaschinen.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 591–594

DK 621.914.2

Minciu, C. und *Tătaru, S.:* **Projektierungsberechnung der Stirnfräser mit abnehmbaren Messer.**

Constructia de Mașini 25 (1973) Nr. 10, S. 594–597

DK 629. 144.2–112 :631.312

Neguț. L.: **Betrachtungen über die Kinematik des hydraulischen Hebers mit Dreipunktanklemmung als Antriebsvorrichtung des Pfluges am Schlepper.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 598–603

DK 681.3.001.13

Rotaru, C. und *Ciobanu, Al.:* **Durchgelaufte Etappen in der Projektierungstätigkeit eines Automatdatenverarbeitungssystems.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 603–608

DK 631.3–112–57

Soare, M. und *Marincaș, D.:* **Uber des Förderaggregates mit konventionelle Elastodämpferkupplungsvorrichtung.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 608–612

DK 621.86.065.001.5

Tărăboi, V.: **Analyse der Schwingungen der Tragseile durch energetische und Variationsmethoden.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 612–619

DK 621.43.038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. und *Gobjila, I.:* **Einfluss der Funktionsparameter des Einspritzsystems auf die Güte der Zerstäubung des Brennstoffes im Falle der mechanischen Einspritzung.**

Constructia de Mașini 25 (1973), Nr. 10, S. 619–624

VERWIRKLICHUNGEN DER RUMÄNISCHEN INDUSTRIE 625

NEUE DOKUMENTARMATERIALIEN 632

DOKTORARBEITEN 640

MONOGRAPHIEN 641

AUS DEM INHALT DER AUSLÄNDISCHEN ZEITSCHRIFTEN 642

SOMMAIRE

CD 621.224

Bretan, D. et Picu , M.: **En ce qui concerne la fermeture des appareils directeurs cylindriques utilisés dans la construction des turbines hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 10, p. 583–587

CD 621.941. 025

Dumitraş, C. et *Aelenei, M.* : **Recherches concernant le rayon du tranchant de l'outil (R_b) et l'usure de la surface de dégagement (H_γ), lors du rabotage longitudinal.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 10, p. 588–591

CD 621. 91–752

Gheghea, I. : **Contributions à l'étude d'un amortisseur actif de vibrations pour machines-outils.**

Construcţia de Maşini 25(1973),no. 10, p. 591–594

CD 621.914.2

Minciu. C. et *Tătaru, S.* : **Le calcul lors de l'élaboration des projets pour les fraises frontales à couteaux démontables.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 10, p. 594–597

CD 629. 114. 2– 112 : 631. 312

Neguţ, L. : **Considérations concernant la cinématique de l'élévateur hydraulique à prise en trois points, comme mécanisme d'aggrégation de la charrue de tracteur.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 10, p. 598–603

CD 681. 3. 001.13

Rotaru, C. et *Ciobanu, Al.* : **Étapes parcourues pendant l'activité d'élaboration des projets pour un système d'interprétation automatique des données.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 10. p. 603–608

CD 631.3–112–57

Soare, M. et *Marincaş. D.* : **En ce qui concerne le démarrage de l'aggrégat de transport à dispositif de couplage élasto-amortisseur conventionnel.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 10. p. 608–612

CD 621.86.065. 001.5

Tărăboi, V.: **L'analyse des oscilations des câbles porteurs par des méthodes énergétiques et variationnelles.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 10, p. 612–619

CD 621.43. 038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. et *Gobjila, I.* : **L'influence des paramètres fonctionnels du système d'injection sur la qualité de la pulvérisation du combustible, dans le cas de l'injection mécanique.**

Construcţia de Maşini 25(1973), no. 10. p. 619–624

REALISATIONS DE L'INDUSTRIE ROUMAINE 625
NOUVEAUX MATERIAUX DOCUMENTAIRES 632
THÈSE DE DOCTORAT 640
MONOGRAPHIES 641
EXTRAITS DU SOMMAIRE DES REVUES ÉTRANGÈRES 642

CONTENTS

DC 621.224

Bretan, D. and *Picu, M.*: **About the sealing of the cylindrical directors used in the construction of hydraulic turbines.**

Construcţia de Maşini 25(1973): nr. 10, p. 583–587

DC 621.941.025

Dumitraş, C. and *Aelenei, M.k* **Research into the working radius of the bit (R_b) and the wear of the gap surface (H_γ) in longitudinal turning.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 588–591

DC 621.91–752

Gheghea, I. : **Contribution to the study of a vibration damper designed for machine-tools.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 591– 594

DC 621.914.2

Minciu, C. and *Tătaru, S.*: **Design calculation of face mills with removable cutters.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 594–597

DC 629.114.2–112 :631.312

Neguţ, L.: **Considerations on the kinematics of the three-point hitch hydraulic hoisters used for tractor-mounted ploughs.**

Construcţia de Maşini 25(1973) nr. 10, p. 598–603

DC 681.3.001. 13

Rotaru, C. and *Ciobanu, Al.*: **Different stages in projecting an automatic data processing system.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 603–608

DC 613.3–112–57

Soare, M. and *Marincaş, D.* : **About the starting of a transport aggregate with conventional elastic-damping coupling gear.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 608–612

DC 621.86.065. 001.5

Tărăboi. V.: **Analysis of the oscillation of supporting stands, carried out by energetic and variational methods.**

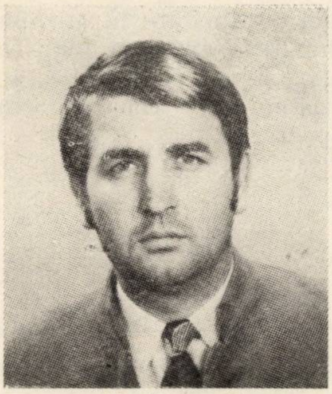
Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 10, p. 612–619

DC 621.43.038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. and *Gobjila, I.*: **Influence of the functional parameters of the injection system on the fuel spraying quality, in mechanical injection.**

Construcţia de Maşini 25(1973), nr. 10, p. 619–624

ROMANIAN INDUSTRIAL ACHIEVEMENTS 625
NEW DOCUMENTATION MATERIALS 632
DOCTOR DEGREE'S THESIS 640
MONOGRAPHS 641
FOREIGN PRESS REVIEW 642


D. Bretan

CZ 621.224

Asupra închiderii aparatelor directoare cilindrice utilizate în construcţia de turbine hidraulice

Ing. Dan BRETAN —ICPEHR–Reşiţa
Ing. Marin PICU— ICPEHR–Reşiţa

Dan Bretan este absolvent al Facultăţii de mecanică, Secţia maşini hidraulice, din cadrul Institutului politehnic Timişoara (1962). În prezent este şef atelier de proiectare turbine hidraulice din ICPEHR-Reşiţa.

Marin Picu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Timişoara (1968). Începînd din anul 1969 activează ca inginer proiectant la ICPEHR-Reşiţa.

Sînt binecunoscute eforturile ce se depun la ora actuală, în domeniul construcţiei de turbine hidraulice, pe linia realizării unor maşini dotate cu aparate directoare capabile să asigure atît închiderea corespunzătoare a acestora în staţionare, cît şi reglarea optimă a debitului şi, implicit, a puterii lor în funcţionare; sînt de asemenea binecunoscute preocupările existente sub aspectul reducerii la un minim posibil a eforturilor necesare acţionării acestora în toate situaţiile.

Remarcăm doar că, în timp ce problemele legate de reglarea debitului şi, implicit, a puterii prin aparatele directoare cilindrice—tip constructiv cu cea mai mare răspîndire în construcţia de turbine hidraulice—şi, respectiv, cele privind eforturile necesare acţionării lor sînt tratate pe larg şi în amănunt de literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], problema închiderii acestora este încă tratată insuficient din punct de vedere al concepţiei; amintim sub acest ultim aspect că indicaţiile literaturii de specialitate se rezumă fie la prezentarea unor metode grafice legate de tatonări laborioase [4], sau a unor game de profile normalizate prelucrate din acest punct de vedere [2], fie la calculul analitic nesistematizat al cîtorva elemente disparate ce caracterizează poziţia închisă a acestui tip de aparate directoare [5].

Date fiind cele de mai sus, se propun în cele ce urmează relaţii analitice de dimensionare şi verificare a elementelor de închidere aferente aparatelor directoare cilindrice destinate turbinelor hidraulice, metoda propusă permiţînd o abordare absolut generală a problemei.

1. *Relaţii de dimensionare*

Datele de calcul necesare proiectării unui aparat director cilindric, din punct de vedere al închiderii lui, se rezumă în esenţă la cunoaşterea diametrului de aşezare al paletelor directoare D_0, a numărului de palete Z_0, a profilului practic preconizat pentru palete şi, respectiv, a excentricităţii n_0 impusă profilului:

$$n_0 = \frac{\overline{MP} - \overline{NP}}{2\overline{MN}}, \tag{1}$$

semnificaţia geometrică a notaţiilor introduse rezultînd din figura 1.

Pentru cele ce interesează în continuare, profilul practic se consideră definit, aşa după cum arată figura 2, într-un sistem de axe rectangulare xOy prin ecuaţia extradosului:

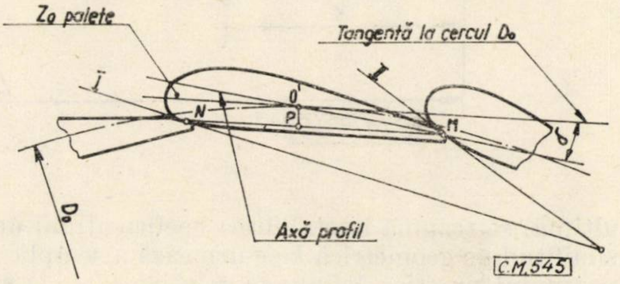


Fig. 1

$$y_e = f_e(x) \tag{2}$$

şi, respectiv, a intradosului lui:

$$y_i = f_i(x), \tag{3}$$

domeniul de variaţie al abscisei x fiind dat de dubla inegalitate:

$$0 \leqslant x \leqslant 1. \tag{4}$$

Profilul practic luat în considerare ($aif'f''e$) cu coarda:

$$L = 1 \tag{5}$$

are ca provenienţă profilul teoretic ($aife$), în înţelesul cel mai general, ajustat în zona bordului de fugă cu mărimea ΔL din motive de rezistenţă.

Pornind de la datele de calcul menţionate şi admiţînd o ajustare clasică a paletelor în vederea asigurării închiderii lor (după [2]), principalele elemente ce urmează a se determina în calculul de dimensionare al închiderii unui aparat director cilindric se concretizează, într-o primă etapă, în stabilirea direcţiilor de ajustare a profilului I și II, a centrului lui de rotație O' și, respectiv, a unghiului de închidere al paletelor directoare δ, semnificația geometrică a elementelor menționate rezultînd din figura 1 ; cea de a două etapă a calculului de dimensionare, și ultima, se rezumă la stabilirea coeficientului de similitudine geometrică k ce urmează a se aplica profilului practic, definit cu relațiile (2), (3) și (4), în vederea transpunerii lui la cazul concret luat în considerare.

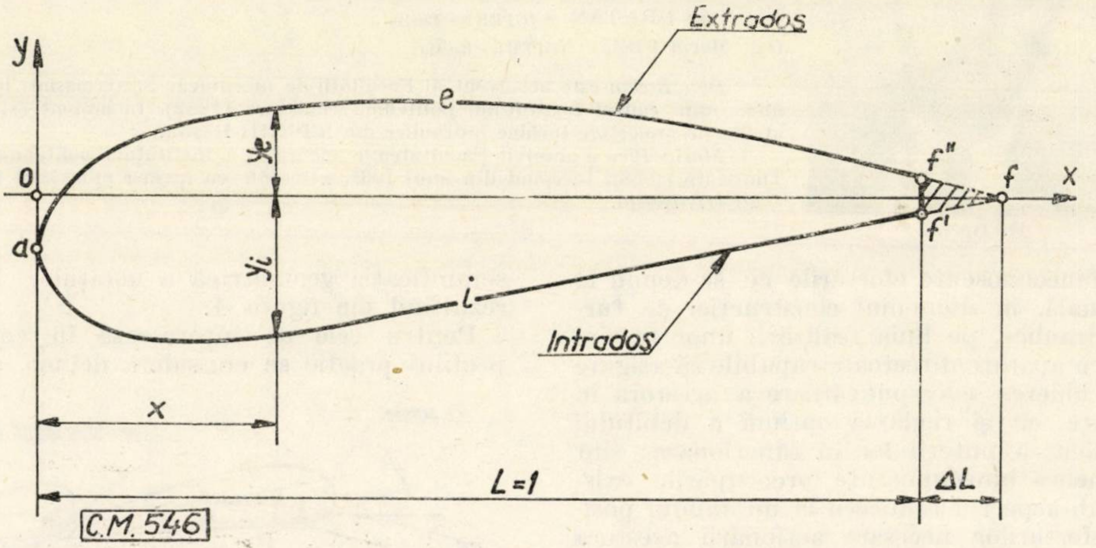


Fig. 2

Ținînd seamă de notațiile introduse în figura 3 și admițînd o ajustare a bordului de fugă al profilului după o direcție I de ecuație :

$$y = (1 - x)\ \mathrm{tg}\alpha, \tag{6}$$

deci practic după o direcție ce trece prin punctul A[1,0] sub unghiul α în raport cu axa profilului Ox, coordonatele extreme ale teșiturii $B[x_B, y_B]$ pot fi calculate ușor prin rezolvarea sistemului de ecuații format de relațiile (2) și, respectiv, (6) ; alegerea unghiului de teșire al bordului de fugă al profilului α se poate face în cazul cel mai general pornindu-se de la presiunea specifică de contact, admisă la poziția închisă și tensionată a aparatului director, cu luarea în considerare a lățimii teșiturii create prin ajustare :

$$t_1 = \sqrt{(1 - x_B)^2 + y_B^2}. \tag{7}$$

Observînd că, din motive de simetrie, ajustarea bordului de atac a profilului nu poate fi executată, în condițiile unui contact plan între palete la poziția închisă a aparatului director, decît cu respectarea unghiului β, dat de relația :

$$\beta = \frac{2\pi}{Z_0}, \tag{8}$$

în trasarea direcției de ajustare II în raport cu direcția I, coordonatele extreme ale teșiturii astfel create $C[x_C, y_C]$ și, respectiv, $D[x_D, y_D]$ pot fi calculate din sistemul de ecuații format de relația (3) și respectiv :

$$y = (1 - x)\ \mathrm{tg}\ (\alpha - \beta) - \frac{d}{\cos(\alpha - \beta)}, \tag{9}$$

mărimea d reprezentînd distanța direcției de ajustare II la punctul A[1,0], fiind aleasă constructiv de așa manieră ca lățimea teșiturii create :

$$t_2 = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2} \tag{10}$$

să rezulte :

$$t_2 > t_1, \tag{11}$$

în vederea asigurării unui contact corect între palete chiar și în condițiile unor sensibile abateri de execuție.

Coordonatele extreme ale ajustărilor practicate odată determinate, coarda de închidere a profilului se poate calcula cu relația :

$$l = \sqrt{(x_M - x_N)^2 + (y_M - y_N)^2}, \tag{12}$$

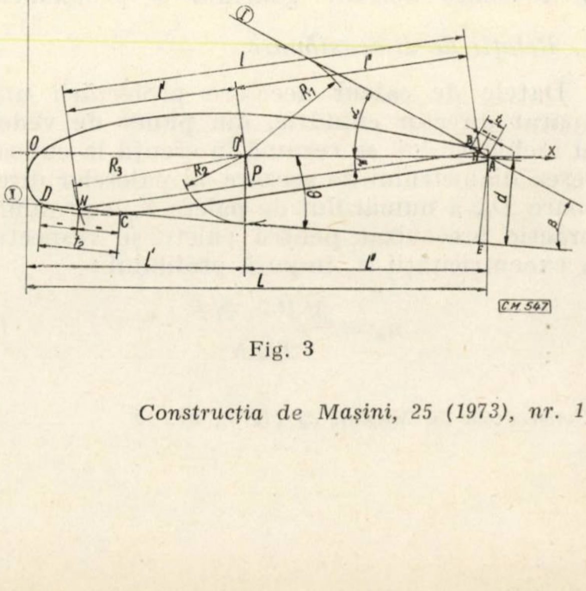


Fig. 3

coordonatele punctelor $M\,[x_M, y_M]$ şi, respectiv, $Y[x_N, y_N]$ reprezentînd mijlocurile teşiturilor :

$$x_M = \frac{1 + x_B}{2}, \qquad (13)$$

$$y_M = \frac{y_B}{2}, \qquad (14)$$

$$x_N = \frac{x_C + x_D}{2} \qquad (15)$$

şi respectiv :

$$y_N = \frac{y_C + y_D}{2}. \qquad (16)$$

Determinarea centrului de rotaţie O' al paletei se poate face relativ uşor observînd că, în condiţiile notaţiilor din figura 3, excentricitatea relativă definită cu relaţia (1) se transcrie în forma :

$$n_0 = \frac{l'' - l'}{2l}, \qquad (17)$$

ceea ce conduce la un raport de divizare al corzii de închidere :

$$\lambda = \frac{1 + 2n_0}{1 - 2n_0} \qquad (18)$$

şi deci la coordonatele punctului $P[x_P, y_P]$ de divizare a corzii :

$$x_P = \frac{x_M + \lambda x_N}{1 + \lambda} \qquad (19)$$

şi respectiv :

$$y_P = \frac{y_M + \lambda y_N}{1 + \lambda}; \qquad (20)$$

coordonatele centrului de rotaţie al paletei O'$[L', O]$ se pot obţine în continuare prin intersecţia normalei la coarda de închidere în punctul P, de ecuaţie :

$$y - y_P = -\frac{x_M - x_N}{y_M - y_N}(x - x_P), \qquad (21)$$

cu axa profilului de ecuaţie :

$$y = 0, \qquad (22)$$

în final rezultînd :

$$L' = x_P + y_P \frac{y_M - y_N}{x_M - y_N} \qquad (23)$$

şi respectiv :

$$L'' = 1 - L'. \qquad (24)$$

Coordonatele centrului de rotaţie al paletei fiind cunoscute, direcţiile de ajustare I şi, respectiv, II ale profilului pot fi definite din considerente practice ca tangente la cercurile de raze R_1 şi , respectiv, R_2 cu centrul în O', pentru calculul razelor utilizîndu-se relaţiile simple :

$$R_1 = L'' \sin\,\alpha \qquad (25)$$

şi respectiv :

$$R_2 = d - L''\ \sin\,(\alpha - \beta)\,; \qquad (26)$$

din aceleaşi considerente poziţia punctului N poate fi definită în raport cu centrul de rotaţie al paletei O' prin raza R_3 dată de formula :

$$R_3 = \sqrt{(L' - x_N)^2 + y_N^2}. \qquad (27)$$

Ţinînd seamă de notaţiile introduse în figura 4, diametrul de dispunere al centrelor de rotaţie ale profilelor D' poate fi calculat cu relaţia simplă :

$$D'_0 = 2\sqrt{R_3^2 + \frac{d_0^2}{4} - R_3\, d_0 \cos\gamma}, \qquad (28)$$

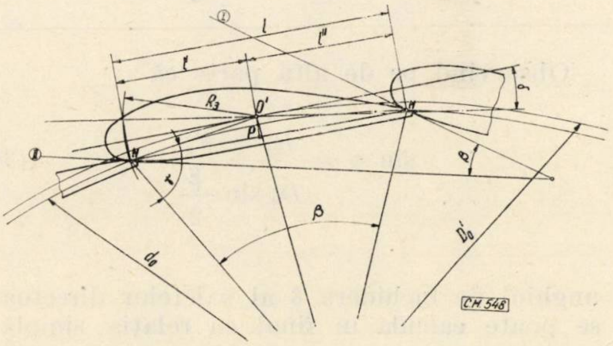


Fig. 4

în care d_0 reprezintă diametrul cercului circumscris poligonului regulat avînd ca laturi corzile de închidere ale profilelor, dat de formula :

$$d_0 = \frac{l}{\sin\dfrac{\beta}{2}}, \qquad (29)$$

iar :

$$\cos\gamma = \frac{1}{R_3}\left(l' \sin\frac{\beta}{2} - \sqrt{R_3^2 - l'^2}\cdot\cos\frac{\beta}{2}\right). \qquad (30)$$

Cu luarea în considerare a notațiilor din figura 5, unghiul de închidere δ al paletelor directoare poate fi scris sub forma :

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \psi, \tag{31}$$

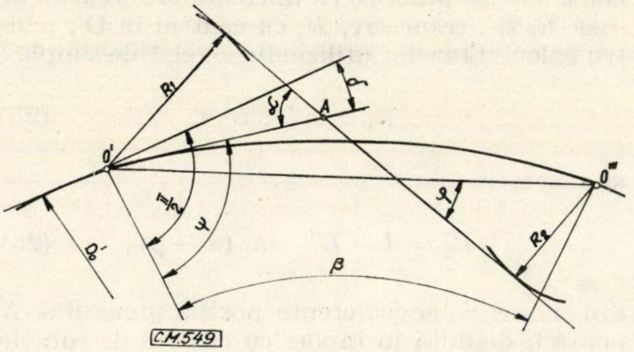


Fig. 5

în care unghiul ψ este dat de relația :

$$\psi = \frac{\pi}{2} + \alpha - \varphi - \frac{\beta}{2}, \tag{32}$$

în final rezultînd :

$$\varphi = \delta + \alpha - \alpha\frac{\beta}{2}. \tag{33}$$

Observînd pe de altă parte că :

$$\sin\varphi = \frac{R_1 + R_2}{D_0' \sin\frac{\beta}{2}}, \tag{34}$$

unghiul de închidere δ al paletelor directoare se poate calcula în final cu relația simplă :

$$\sin\left(\delta + \alpha - \frac{\beta}{2}\right) = \frac{R_1 + R_2}{D_0' \sin\frac{\beta}{2}}. \tag{35}$$

Elementele de închidere aferente profilului practic cu coarda unitară (5) fiind complet determinate, stabilirea profilului final corespunzător diametrului D_0, impus prin datele de calcul, se rezolvă în continuare, printr-o simplă similitudine geometrică, cu coeficientul :

$$k = \frac{D_0}{D_0'}. \tag{36}$$

2. *Relații de verificare*

Observăm de la bun început că în esență aproape toate relațiile stabilite la pct. 1 pot fi utilizate cu succes și în problemele de verificare a elementelor de închidere aferente aparatelor directoare de tip cilindric ; admițînd o definire a acestor elemente după [2], datele de calcul necesare verificării unui aparat director cilindric din acest punct de vedere se concretizează în principal în diametrul de așezare al paletelor D_0, în numărul de palete Z_0 și, respectiv, în profilul practic deja ajustat în vederea asigurării închiderii lui.

Pentru cazul luat în considerare, definirea profilului practic se face într-un sistem de axe rectangulare xOy, prin ecuațiile extradosului și intradosului lui de forma (2) și, respectiv, (3), abscisa x avînd ca domeniu de variație intervalul :

$$0 \leqslant x \leqslant L, \tag{37}$$

coarda profilului fiind diferită de unitate :

$$L \neq 1; \tag{38}$$

se presupune de asemenea cunoscută poziția centrului de rotație al paletei 0' prin segmentele L' și, respectiv, L''.

Ajustarea bordului de fugă se consideră determinată prin direcția I, tangentă la un cerc de rază R_1 cu centrul în O', avînd ca punct de plecare extremitatea paletei A $[L, O]$; teșitura de la bordul de atac al paletei este definită prin direcția de ajustare II avînd ca origine punctul N $[x_N, y_N]$, tangentă la un cerc de rază R_2 cu centrul în O'.

În condițiile de mai sus, operațiile de verificare a elementelor de închidere aferente profilului dat se concretizează pentru început în verificarea teșiturilor AB și, respectiv, CD sub aspectul realizării condițiilor impuse lor, conform celor arătate la pct. 1, și, respectiv, în verificarea excentricității n_0 a profilului, în final urmînd a se verifica coarda de închidere l a profilului și, respectiv, unghiul de închidere δ al acestuia.

Verificarea presiunii specifice de contact în zona bordului de fugă al paletei, la poziția închisă și tensionată a aparatului director, se face cu luarea în considerare a lățimii teșiturii t_1 din această zonă, dată de relația :

$$t_1 = \sqrt{(L - x_B)^2 + y_B^2}, \tag{39}$$

coordonatele punctului B $[x_B, y_B]$ rezultînd din rezolvarea sistemului de ecuații format de relația (2) și, respectiv, de ecuația direcției de ajustare I :

$$y = (L - x)\,\mathrm{tg}\alpha, \tag{40}$$

unghiul α putînd fi determinat cu ajutorul relaţiei (25).

Similar celor de mai sus, coordonatele extreme ale teşiturii de la bordul de atac $C\ [x_C, y_C]$ şi, respectiv, $D\ [x_D, y_D]$ putînd fi determinate din sistemul de ecuaţii alcătuit de relaţia (3) şi, respectiv, de ecuaţia direcţiei de ajustare II :

$$y = (x_N - x)\operatorname{tg}\theta + y_N, \tag{41}$$

în care unghiul de poziţie θ al direcţiei de ajustare II în raport cu axa Ox a profilului, indicat în figura 3, este dat de formula :

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{R_2\,(L' - x_N) - y_N\sqrt{R_3^2 - R_2^2}}{R_2\,y_N + (L' - x_N)\sqrt{R_3^2 - R_2^2}}, \tag{42}$$

iar raza R_3 de dispunere a punctului N în raport cu centrul de rotaţie O' al paletei de relaţia (27), lăţimea teşiturii t_2 din această zonă se poate calcula cu relaţia (10) şi apoi verifica din punct de vedere al corelării ei cu lăţimea teşiturii t_1 de la bordul de fugă prin intermediul inegalităţii (11); pentru aceeaşi ajustare de la bordul de atac este utilă în plus verificarea corectitudinii instalării punctului N în raport cu extremităţile ajustării C şi D cu ajutorul relaţiilor (15) şi, respectiv, (16)

Verificarea existenţei unui contact plan între palete la poziţia închisă a aparatului director se concretizează în esenţă la verificarea existenţei unghiului β dat de relaţia (8) între direcţiile de ajustare I şi, respectiv, II cu formula simplă :

$$\beta = \alpha - \theta. \tag{43}$$

Determinarea excentricităţii n_0 a profilului se poate face cu ajutorul relaţiei (17), mărimile l', l'' şi, respectiv, l ce intervin în definirea ei putînd fi calculate cu relaţiile :

$$l' = \sqrt{(x_P - x_N)^2 + (y_P - y_N)^2}, \tag{44}$$

$$l'' = \sqrt{(x_M - x_P)^2 + (y_M - y_P)^2} \tag{45}$$

şi, respectiv, cu ajutorul relaţiei (12), coordonatele ce delimitează coarda de închidere a profilului l fiind definite cu formula :

$$x_M = \frac{L + x_B}{2} \tag{46}$$

şi, respectiv, cu relaţiile (14), (15), (16); coordonatele punctului $P[x_P, y_P]$ rezultă din rezolvarea sistemului de ecuaţii format de ecuaţia corzii de închidere l :

$$y\ (x - x_N)\operatorname{tg}\mu + y_N, \tag{47}$$

în care μ este unghiul de poziţie al acesteia în raport cu axa profilului Ox, indicat în figura 3, dat de relaţia :

$$\operatorname{tg}\mu = \frac{y_M - y_N}{x_M - x_N} \tag{48}$$

şi, respectiv, din ecuaţia normalei la coarda de închidere l dusă din centrul de rotaţie O' al paletei :

$$y = -\,(x - L')\operatorname{ctg}\mu, \tag{49}$$

sub forma finală :

$$x_P = \frac{(x_N\operatorname{tg}\mu - y_N)\operatorname{tg}\mu + L'}{1 + \operatorname{tg}^2\mu} \tag{50}$$

şi respectiv :

$$y_P = \frac{(L' - x_N)\operatorname{tg}\mu + y_N}{1 + \operatorname{tg}^2\mu}. \tag{51}$$

Coarda de închidere l a profilului, determinată după cum s-a arătat cu ajutorul relaţiei (12), poate fi verificată în continuare cu ajutorul relaţiei (29) în care diametrul cercului circumscris poligonului regulat avînd ca laturi corzile de închidere ale profilelor, notat cu d_0, se poate calcula cu ajutorul formulei simple :

$$d_0 = 2\,R_3\cos\gamma + \sqrt{D_0^2 - 4\,R_3^2\sin^2\gamma}, \tag{52}$$

unghiul γ rezultînd din relaţia (30); unghiul de închidere δ al paletelor rezultă dintr-o relaţie similară formulei (35) sub forma :

$$\sin\left(\delta + \alpha - \frac{\beta}{2}\right) = \frac{R_1 + R_2}{D_0\sin\dfrac{\beta}{2}}. \tag{53}$$

3. *Concluzii*

Relaţiile de calcul propuse în prezenta lucrare, pentru dimensionarea şi, respectiv, verificarea elementelor de închidere aferente aparatelor directoare de tip cilindric, fiind strict analitice, permit o proiectare mai raţională comparativ cu metodele grafice prezentate în literatura de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kolton, A. Iu.* şi *Etinberg, I. E.* Osnovî teorii i ghidrodinamiceskovo rasciota vodianîh turbin, Moscova — Leningrad, Maşghiz, 1958.

[2] *Kovalev, N.N.* Ghidroturbinî. Moscova — Leningrad, Maşghiz, 1961.

[3] *Granovski, S.A. Orgo, V.M.* şi *Smoliarov, L.G.* Konstrukţii ghidroturbin i rasciot ih detali, Moscova — Leningrad, Maşghiz, 1957.

[4] *Pavel, D.* şi *Zarea, St.* Turbine hidraulice şi echipamente hidroenergetice, Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1965.

[5] *Kan, A.V.* Nekotorîe gheometriceskie zadaci po radialnomu napravliaiuşcemu aparatu. În : Ghidroturbostroenie, nr. 12, 1968.

* * *

CZ 621. 941. 025

Cercetări privind raza tăișului sculei (R_b) și uzura de pe suprafața de degajare (H_γ), la strunjirea longitudinală

Dr. ing. Constantin DUMITRAȘ — Institutul politehnic – București
Ing. Mihai AELENEI — Centrul de cercetări și proiectări mecanică fină și scule – București

C. Dumitraș

M. Aelenei

Constantin Dumitraș este absolvent al Facultății de mecanică de la Institutul politehnic București secția Tehnologia construcției de mașini, din promoția 1959. În 1968 obține titlul de doctor în științe tehnice la Școala tehnică superioară din orașul Karl Marx (R.D.G.) Activitatea și-o desfășoară în cadrul catedrei T.C.M. de la Facultatea T.C.M. din I.P. București; are ca preocupări principale, pe plan științific, probleme privind teoria așchierii metalelor și a prelucrării acestora prin deformare plastică la rece.

Mihai Aelenei a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic București în anul 1959.
A fost șef de lucrări la Institutul politehnic din București pînă în anul 1971.
Din 1972 lucrează la Centrul de cercetări și proiectări mecanică fină și scule — București, în funcția de inginer proiectant principal.

Capacitatea sculelor așchietoare de a îndepărta prin strunjire, rabotare, broșare, frezare etc. un strat de metal, este caracterizată prin durata de păstrare a tăișului în condiții optime de așchiere și depinde de proprietățile fizico-mecanice ale materialului sculei și piesei, de mărimea razei de ascuțire și a vîrfului sculei, de mărimea rugozității suprafeței de degajare și așezare principală și secundară, de parametrii geometrici ai sculei și regimului de așchiere precum și de compoziția și puritatea lichidului de răcire și ungere.

Literatura de specialitate [1], [2], [3] arată că dintre factorii menționați, raza de ascuțire a tăișului (R_b) caracterizează în mod deosebit capacitatea de tăiere a sculei așchietoare și influențează, în mod direct, rugozitatea pe direcție longitudinală a suprafeței prelucrate prin așchiere și implicit rolul funcțional al acesteia.

De asemeni, creșterea gradului de uzură de pe suprafața de degajare a sculei conduce la scăderea rezistenței mecanice și grăbește procesul de distrugere a tăișului fie prin fisurare sau rupere.

De aceea, lucrarea se va limita numai la aspecte privind variația mărimii razei tăișului sculei (R_b) în funcție de unghiul de degajare (γ) și raza de la vîrful sculei precum și probleme privind uzura de pe suprafața de degajare a sculei în raport cu unghiul de degajare a sculei la strunjirea longitudinală.

Pentru realizarea scopului propus s-au efectuat experiențe pe un strung normal tip DLZ—630 IV, iar ca material de încercare s-a folosit oțelul carbon de calitate, marca OLC 60 STAS 880—1956, sub formă de bază cilindrică Ø 160 mm și țaglă plată cu secțiunea dreptunghiulară de 260×100 mm, debitată la lungimea de 500 mm.

Prelucrarea oțelului prin strunjire longitudinală și frezare frontală s-a realizat cu ajutorul sculei așchietoare (fig. 1) armată cu

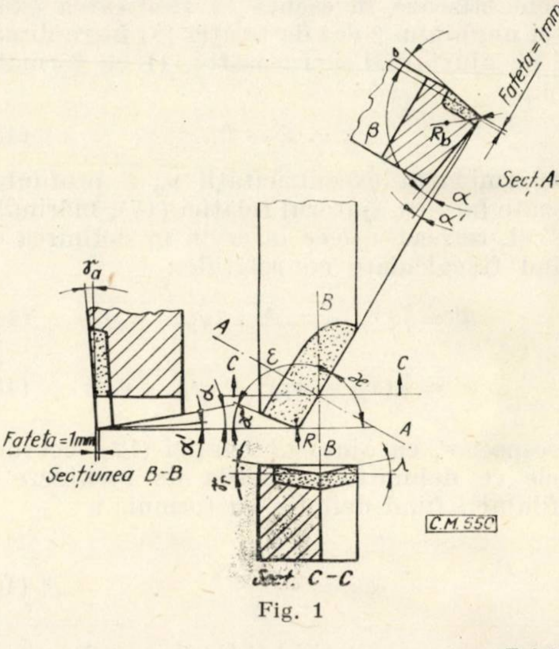


Fig. 1

Tabela 1

α [0]	α_1 [0]	λ [0]	χ [0]	χ_1 [0]	γ [0]				ε [0]	R [mm]				Fațeta		
														f [mm]	α' [0]	α'_1
10	10	−5	60	18	0	−5	−10	−15	132	0,5	1	1,5	2	1	5	5

plăcuţe din carburi metalice pe bază de wolfram, carburi de titan şi liant de cobalt (WC—Ti C—Co), avînd ca parametri geometrici, valorile date în tabela 1.

Durata folosirii sculei între două ascuţiri succesive a fost de 60 de minute, iar reascuţirea s-a efectuat pe o maşină de ascuţit, dotată cu piatră de diamant. În asemenea condiţii, pe baza indicaţiilor date în literatura de specialitate [4], [5], s-au ales ca parametri ai regimului de aşchiere :

— adîncimea de aşchiere $t=0{,}5-5$mm

— avansul longitudinal $s=0{,}11....0{,}26$ mm/rot

— turaţia axului principal $n=372$ min^{-1}, corespunzîndu-i o viteză de aşchiere (aproximativ constantă) de 100 m/min, cînd diametrul barei de oţel variază în urma prelucrării de la 160 pînă la 120 mm.

Rezultatele experimentale obţinute cu ajutorul Perth—O—Meterlui, în condiţiile arătate, sînt prezentate în figurile 2 şi 3. Astfel, din diagrama prezentată în figura 2 se vede că mărimea iniţială a razei tăişului sculei variază între 9 şi 16 μm pentru unghiuri de degajare cuprinse între 0° şi 15°. După 60 de minute de prelucrări prin aşchiere cu scula respectivă se constată că raza tăişului capătă valori între 15 şi 26,25 μm pentru zona liniară de contact între aşchie şi sculă, în timp ce pentru zona curbilinie dintre vîrful sculei şi aşchie valorile razei tăişului sculei sînt cuprinse între 16 şi 27,9 μm.

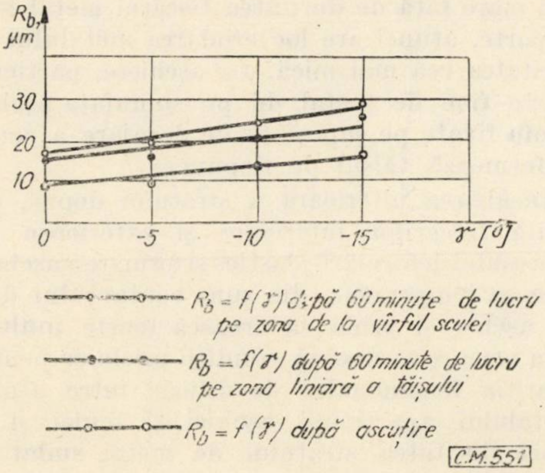


Fig. 2

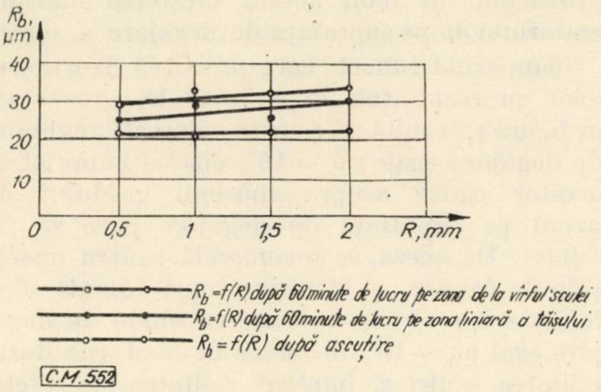


Fig. 3

Diagrama prezentată în figura 3 indică variaţia razei tăişului în raport cu mărimea razei de la vîrf a sculei pentru unghiul de degajare constant ($\gamma= -10°$).

Măsurările făcute arată că prin ascuţire, muchia de tăiere a sculei rezultă cu o rază de racordare cuprinsă între 21,17 şi 22 μm, iar după ce se lucrează cu cuţitele respective timp de 60 de minute, raza muchiei de tăiere din zona de contact liniar dintre sculă şi aşchie capătă valori cuprinse între 25 şi 29,66 μm în timp ce pentru zona de contact dintre vîrful cuţitului şi aşchie aceasta variază între 28,83 şi 33,13 μm.

Rezultatele experimentale pun în evidenţă faptul că în condiţii identice de lucru, raza tăişului din zona vîrfului sculei cunoaşte o creştere mai accentuată faţă de aceea din zona liniară a muchiei, atît pentru cazul cînd se consideră ca variabilă unghiul de degajare, cît şi pentru cazul cînd raza de la vîrf a sculei variază. Cauzele care provoacă acest mod de variaţie, razei tăişului, în raport cu parametrii cercetaţi, se explică prin faptul că vîrful sculei este mult mai puternic solicitat în raport cu restul sculei ca urmare a creşterii apăsării specifice de aşchiere pe măsură ce suprafaţa de contact dintre aşchie şi sculă devine tot mai mică, precum şi variaţiei vitezei de deplasare a aşchiei de-a lungul tăişului sculei şi a complexităţii procesului de deformare plastică a aşchiei din această zonă.

În figura 4 se prezintă variaţia adîncimii craterului uzurii de pe suprafaţa de degajare a sculei pentru unghiuri cuprinse între 0 şi −15 grade. Diagrama, construită pe baza rezultatelor experimentale obţinute, arată că valoarea adîncimii craterului după 60 de minimate de lucru este minimă pentru unghiul de degajare egal cu —10 grade, şi creşte exponenţial pentru valori ale unghiului mai mic sau mai mare ca —10 grade.

Cercetările [2], [3] stabilesc că uzura sculelor aşchietoare reprezintă, în general, efectul acţiunii simultane a fenomenelor fizice specifice procesului de așchiere și este determinată de următoarele cauze principale:

1. datorită apăsării specifice de așchiere, care variază de obicei între 15 și 450 daN/mm^2, rugozitatea suprafeței de contact, dintre așchie și sculă, este puternic strivită și ca atare scula se uzează;

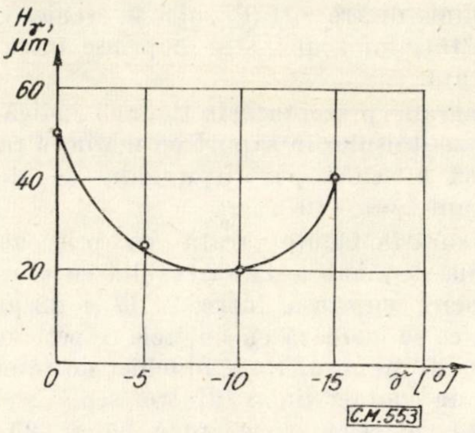


Fig. 4

2. datorită frecării dintre sculă-așchie și piesă precum și în interiorul așchiei, temperatura de lucru poate atinge, după unii autori [6...10], valori cuprinse între 100 și 1 200 °C și ca urmare suprafața de contact dintre așchie și sculă se deformează plastic;

3. temperatura ridicată de așchiere provoacă topirea liantului de legătură dintre grăunții carburilor metalice ale plăcuței și modifică, după părerea autorilor [6...10] structura materialului sculei, permițînd așchiei în mișcare pe suprafața de degajare a sculei să preleveze de pe aceasta o însemnată cantitate de particule foarte fine de carburi metalice contribuind în felul acesta creșterea gradului de uzură și reducerea rezistenței mecanice a tăișului prin formarea craterului;

4. după unii autori [11... 14] reacțiile chimice dintre carburile metalice și gazele conținute de mediul înconjurător care pătrund pe principiul capilarității pînă la tăișul sculei duc la formarea oxizilor. Aceștia sînt antrenați de către așchia aflată în mișcare pe suprafața de degajare a sculei, iar oxizii formați pe suprafața de așezare principală și secundară sînt antrenați de piesă, contribuind în felul acesta la creștera gradului de uzură a sculei;

5. cercetările [15] cu privire la efectul temperaturii asupra procesului de așchiere și a durabilității sculei arată că la temperaturi cuprinse între 100 și 1 200 °C, sistemul sculă-așchie și piesă se comportă ca niște elemente galvanice în care ia naștere un curent care provoacă apariția și întreținerea reacțiilor electrochimice dintre metalul sculei și al piesei accelerînd în felul acesta desfășurarea procesului de uzură;

6. rezultatele cercetărilor [16], [17] arată că apăsarea specifică de așchiere care variază între 15 și 450 daN/mm^2, în condițiile unei temperaturi ridicate de așchiere, provoacă interpătrunderea cîmpurilor gravitaționale intermoleculare din zona contactului dintre sculă-așchie și piesă și, prin urmare, rezultă un strat superficial de uzură între așchie și sculă care are proprietăți fizico-mecanice diferite față de acelea aparținînd fiecărui metal în parte.

Astfel, cînd duritatea stratului superficial de sudură este mai mică față de duritatea fiecărui metal luat în parte, atunci uzura progresează uniform în ambele direcții ale suprafețelor în contact și observarea fenomenului de sudură este greu de făcut. Dacă însă stratul de sudură rezultat capătă o duritate mai mare față de duritatea fiecărui metal luat în parte, atunci are loc erodarea metalului cu duritatea cea mai mică. La așchiere, particule foarte fine de metal de pe suprafața așchiei rămîn fixate pe suprafața de degajare a sculei și formează tăișul de depunere.

Încălzirea ulterioară a stratului depus, datorită frecărilor interioare și exterioare ale procesului deformării plastice și formare a așchiei, face ca temperatura din zona contactului dintre așchie și sculă să crească foarte mult și prin urmare se creează condiții prielnice pentru apariția fenomenului de difuzie între atomii metalului aparținînd așchiei și sculei și ca atare duritatea stratului de metal sudat pe suprafața de degajare a sculei să scadă în raport cu durata fenomenului de difuzie atomică. Astfel, stratul devine instabil și este îndepărtat sub acțiunea ulterioară a așchiei, provocînd în felul acesta creșterea mărimii craterului de pe suprafața de degajare a sculei.

Comparînd cauzele care provoacă uzura sculelor cu rezultatele experimentale, prezentate în figura 4, rezultă că pentru valori ale unghiului de degajare egale cu —10°, efectul cumulat al acestor cauze asupra mărimii gradului de uzură pe suprafața de degajare pare să fie minim. De aceea, se recomandă pentru operațiile de frezare și strunjire longitudinală să se folosească scule așchietoare cu unghi de degajare egal cu —10°, deoarece în acest caz durabilitatea sculei și implicit calitatea suprafeței prelucrate crește.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Betz, F.* Die Beeinflussung der Schnittflächenraucheit durch die Mikrogestalt der Werkzeugschneide. Annals of the C.I.R.P. vol. XVIII PP 000–000. Printed in Great Britain 1970 MS 10.

[2] *Opitz, H.* Stand der Zerspanungsforschung. Microtecnic, vol. XIV, nr. 4, pag. 178–192.

[3] *Zorev, N,N.* Der Einfluss der Grundfaktoren auf den Spanungsprozess. Industrie Anzeiger Essen, nr. 24–10, März 1959, pag. 294.

[4] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. Editura didactică și pedagogică, 1969.

[5] *Kronenberg, M.* Grundzüge der Zerspanungslehre, Bd 1 und 2. Berlin Springer-Verlag, 1964.

[6] *Bickel, E., Widmes, M.* Die Temperaturen an der Werkzeugschneide. Industrielle Organisation 8, 1951.

[7] *Küsters, K. J.* Temperaturen im Schneidkeil spanender Werkzeuge. Industrie-Anzeiger 89 (1956), pag. 1337/ /1340.

[8] *Vieregge, G.* Temperaturfeld und Wärmebilanz des Schervorganges bei der Zerspanungs. Werkstatt und Betrieb 88, Ig. 1955.

[9] *Golding, B.* Verschleissverhalten von beschichteten Hartmetallwerkzeugen. Fertigung, 1/1970, pag. 3–7.

[10] *Axer, H.* Beitrag zur Erforschung der Verschleissursachen an spanenden Werkzeugen. Industrie-Anzeiger, Sonderteil Werkzeugmaschine und Fertigungstehnik, nr. VI (1955).

[11] *Axer, H.* Über die Ursachen des Verschleisses an Hartmetalldrehwerkzeugen. Dissertation T.H., Aachen, 1956.

[12] *Shaw, M.C.* Metal cutting principles. A III-a ediție M.I.I. Cambridge, Mass.

[13] *Merchant, M. E., Ernest, H.* Chip formation, friction and high quality machined surfaces. Surface tratament of metals. Transp ASM Evol 29.

[14] *Trent, M. E.* Factors affecting wear cemented carbide Fools. The Machinist (1951), nov. 8.

[15] *Hehenkamp, T.* Untersuchung über die elektrisch kompensirbaren Verschleiss von Drehmeisseln aus Hartmetall. Archiv für Eisenhüttenwesen 29 (1958), nr. 4.

[16] *Dawihl, W.* Eigenschaften von Hartmetallegierung und ihr Zusammenhang mit der Verschleissfestigkeit. Zeitschrift für Metallkunde, nr. 4 (1940).

[17] *Dawihl, W.* Der Einfluss von Diffusion und Legierungsfestigkeit von Hartmetallegierungen. Zeitschrift techn. Physik, nr. 2 (1940).

CZ 621.914–753

Contribuții la studiul unui amortizor activ de vibrații pentru mașini-unelte

Dr. ing. Ion GHEGHEA – Institutul politehnic – București

Autooscilațiile ce au loc la prelucrarea metalelor prin așchiere pe mașini-unelte îngreuiază obținerea unei calități bune a suprafețelor prelucrate și, totodată, scurtează viața sculei și a mașinii. De aceea, în ultimul timp se acordă o atenție deosebită găsirii unor soluții pentru micșorarea amplitudinii acestor oscilații.

La prelucrarea găurilor adînci cu bare de alezat, datorită rigidității mici a acestora, apar frecvent vibrații intense. Mărirea rigidității nu este posibilă din cauza construcției barei care trebuie să aibă o lungime apreciabilă și un diametru mai mic decît al orificiului de prelucrat. În consecință este necesar să se găsească alte mijloace pentru micșorarea amplitudinii vibrațiilor.

În ultima perioadă s-a încercat să se rezolve această problemă prin folosirea absorbitoarelor dinamice [1, 2, 3, 4]. Datorită faptului că absorbitoarele reduc amplitudinea oscilațiilor numai pentru un domeniu restrîns de frecvențe în cercetări recente se comunică realizarea unor amortizoare active pentru mașini-unelte [5,6]. Utilizarea lor implică însă o cercetare mai amănunțită a performanțelor și găsirea de soluții constructive adecvate pentru fiecare tip de mașină-unealtă.

În lucrarea de față se dau rezultatele obținute cu un amortizor activ electrodinamic la amortizarea vibrațiilor unui sistem care, cu o oarecare aproximație, simulează bara de alezat. Aproximația constă în faptul că bara de alezat în procesul de așchiere nu este fixată rigid de fundație, așa cum s-a simulat. Această simulare are însă avantajul că se pot încerca mai multe soluții constructive cu instalații nu prea costisitoare și se poate studia comportarea amortizorului într-un domeniu larg de frecvențe.

Pentru deducerea condițiilor necesare funcționării amortizorului se consideră bara de alezat ca un sistem cu un singur grad de libertate, format din masa M legată de fundație prin arcul 1 și amortizorul 3. Amortizorul activ se compune din masa m legată de masa M cu arcul 2, căreia i se imprimă o mișcare oscilatorie cu ajutorul vibratorului VA comandat de semnalul dat de vitezometrul V atașat pe masa M.

Masa M este antrenată în mișcare oscilatorie de către forța armonică F (fig. 1).

Din echilibrul forțelor ce acționează asupra masei m și respectiv M (fig. 1 b) se pot scrie următoarele ecuații:

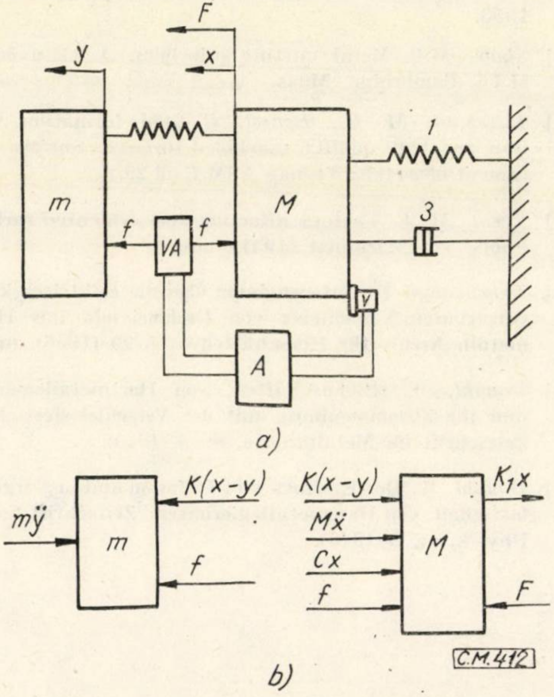


Fig. 1. Reprezentarea schematică a sistemului principal și a amortizorului.

$$m\ddot{y} - K(x-y) = f \qquad (1)$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K_1 x + K(x-y) + f = F \qquad (2)$$

unde:

K este constanta elastică a barei;
K_1 — constanta elastică a arcului 2;
C — coeficientul de amortizare internă a materialului barei;
x, y — deplasările maselor M și respectiv m.

Tensiunea electrică instantanee cu care se alimentează bobina armăturii mobile a vibratorului amortizor VA este

$$v_1 = a\dot{x} \qquad (3)$$

unde: $a = a_1 a_2$

a_1 fiind coeficientul de amplificare a amplificatorului A (fig. 1 a);
a_2 — constanta care reprezintă tensiunea dată de vitezometru la o viteză egală cu unitatea.

Tensiunea utilă din spirele armăturii mobile a vibratorului amortizor scade datorită tensiunii contra electromotoare

$$v_2 = b\dot{y} \qquad (4)$$

unde:

b este un coeficient care reprezintă tensiunea contra electromotoare ce apare la o viteză a armăturii mobile egală cu unitatea.

Curentul din armătura mobilă a vibratorului amortizor este dat de relația:

$$i = \frac{v_1 - v_2}{z} = \frac{a\dot{x} - b\dot{y}}{R + sL} \qquad (5)$$

unde: z este impedanța armăturii mobile a vibratorului: s — frecvența complexă.

Forța care solicită bobina armăturii mobile aflată în cîmpul electromagnetic creat de armătura fixă este dată de relația

$$f = \frac{B(a\dot{x} - b\dot{y})}{R + sL} \qquad (6)$$

unde B este forța rezultată la armătura mobilă pentru un curent egal cu unitatea.

Introducînd $x = X(s)\,e^{st}$ și f din (6) în (1) și apoi aflînd transformata Laplace, rezultă:

$$ms^2Y(s) - K[X(s) - Y(s)] = \frac{Bs[aX(s) - bY(s)]}{R + sL} \qquad (7)$$

Din (7) se obține

$$Y(s) = \frac{Bas + K(R + sL)}{(R + sL)(ms^2 + K) + BCs} X(s) \qquad (8)$$

Prin urmare $y = Y(s)\,e^{st}$ unde $Y(s)$ este dat de relația (8). Înlocuind $s = j\omega$ ceea ce corespunde mișcării armonice, după unele calcule simple se obține:

$$y = \frac{gd + eh}{g^2 + h^2} x + \frac{eg - dh}{g^2 + h^2} \dot{x} \qquad (9)$$

unde:

$$e = Ba + KL;\; d = RK;\; g = -m\omega^2 R + RK;$$

$$h = m\omega^2 L + KL + Bb.$$

Introducînd f din (1) în (2) și apoi înlocuind $\ddot{y}$ obținut prin derivarea lui y, dat de (9), în raport cu timpul se obține:

$$\left(M + \frac{gd + eh^2}{g^2 + h^2}\right)\ddot{x} + \left(C - \frac{eg - dh}{g^2 + h^2}\omega^2\right)\dot{x} + + K_1 x = F \qquad (10)$$

Coeficientul de amortizare al întregului sistem egal cu $C - \frac{eg - dh}{g^2 + h^2}\omega^2$ este mai mare ca C dacă $eg < 0$ și $dh > 0$.

Aceste condiții se reduc, pentru frecvențe de lucru mai mari ca frecvența de rezonanță a sistemului auxiliar, la următoarele condiții:

$$a > 0;\quad B > \frac{L}{b}(-m\omega^2 + K) \qquad (11)$$

Deci este necesar ca semnalul pentru comanda vibratorului amortizor să fie proporţional cu viteza masei *M* (condiţie dedusă şi în (7), iar *B* să îndeplinească condiţia (11). Cu cît *a* şi *B* sînt mai mari, cu atît amortizarea este mai accentuată.

Pentru verificarea practică a amortizorului activ şi pentru studierea influenţei masei auxiliare şi a fazei semnalului aplicat vibratorului amortizor, la reducerea oscilaţiilor s-a construit instalaţia reprezentată schematic în figura 2.

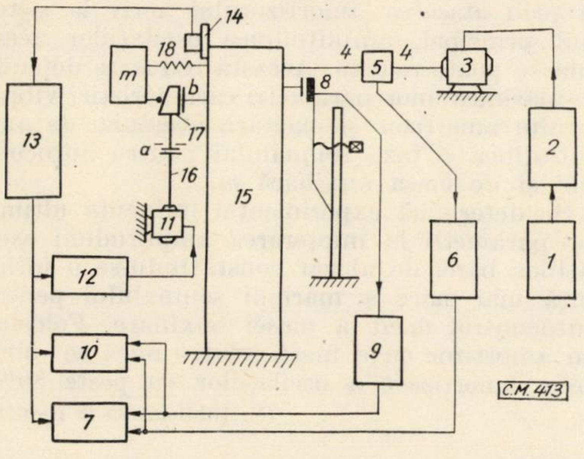


Fig. 2. Instalaţie pentru verificarea performanţelor amortizorului activ:

1 – generator de oscilaţii armonice; *2,12* – amplificator de putere; *3,11* – vibrator electrodinamic; *4,16* – tijă metalică; *5* – dinamometru piezoelectric; *6, 9* – amplificator; *7* – osciloscop; *8* – detector inductiv; *10* – dispozitiv de inregistrare; *13* – amplificator şi schimbător de fază; *14* – vitezometru; *15* – bară de alezat 50,8mm, l = 508mm; *17* – plan inclinat; *18* – arc plat.

Bara de alezat, ale cărei vibraţii trebuie amortizate şi vibratoarele *3* şi *11* sînt fixate rigid de o fundaţie din beton. De la vibratorul *3*, oscilaţiile armonice sînt aplicate prin intermediul tijei *4* la capătul liber al barei *15*. Vitezometrul *14* fixat rigid de bară dă un semnal proporţional cu viteza barei care se aplică vibratorului *11* prin intermediul amplificatorului şi schimbătorului de fază *13* şi al amplificatorului de putere *12*. În *13* semnalul se amplifică şi se întîrzie astfel încît masa *m* să oscileze în antifază cu masa *M*. Îmbinările *a* şi *b* sînt prevăzute cu lagăre pe bile pentru micşorarea frecării. Forţa aplicată de vibratorul *3* barei *15* s-a măsurat cu ajutorul dinamometrului *5*, iar oscilaţiile barei cu detectorul inductiv *8*. Ambele semnale după amplificare s-au introdus în osciloscop şi în dispozitivul de înregistrare 10.

Înainte de experimentarea instalaţiei s-a determinat constanta a_2 a vitezometrului. În acest scop s-a măsurat variaţia amplitudinii V_2 a tensiunii date de vitezometru la detectarea oscilaţiilor cu amplitudinea X pentru diferite frecvenţe f.

Cu rezultatele măsurilor s-a construit graficul V_2/a_1X funcţie de frecvenţa f (fig. 3).

Din grafic se observă că pentru vitezometrul folosit, a_2 are o valoare aproximativ constantă pentru $f > 20$ Hz şi egală cu 15 mV/mm Hz.

Cu ajutorul instalaţiei descrise mai sus s-a determinat amplitudinea oscilaţiilor sistemului la o forţă de excitaţie constantă atît fără funcţionarea amortizorului (curba *1*, fig. 4),

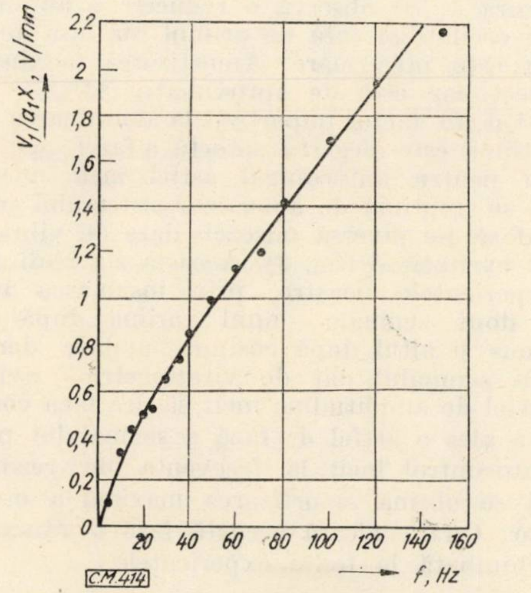


Fig. 3. — Determinarea constantei a_2 a vitezometrului.

cît şi în cazul cînd acesta funcţionează cu diferite mase auxiliare. Pentru $m/M = 0{,}055$ şi diferite amplificări ale semnalului de autocontrol amplitudinea oscilaţiilor este dată de curbele 2 şi 3.

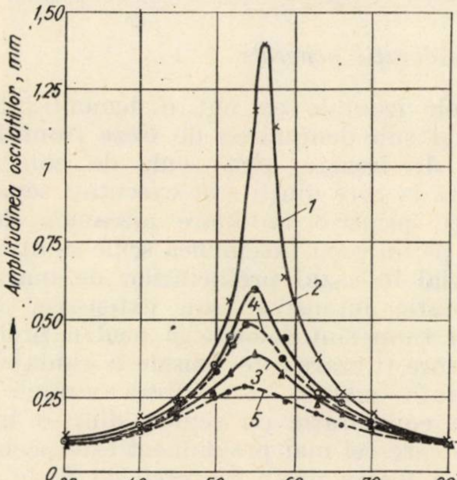


Fig. 4. — Dependenţa amplitudinii oscilaţiilor de frecvenţă (*1* — fără amortizor; *2* — $m/M = 0{,}055$, $a = 220$ mV s/mm; *3* — $m/M = 0{,}055$; $a = 660$ mV s/mm; *4* — $m/M = 0{,}166$; $a = 220$ mV s/mm; *5* — $m/M = 0{,}166$; $a = 660$ mV s/mm).

Din grafic se vede că amortizorul, cu o masă foarte mică în comparaţie cu cea a sistemului principal, este capabil să dea o reducere substanțială a amplitudinii oscilațiilor (cca. 72%) dacă amplificarea semnalului de autocontrol este mare.

Experiențele au fost repetate pentru $m/M = 0{,}166$, adică s-a folosit un amortizor cu masa auxiliară de cca. 3 ori mai mare. Cu rezultatele obținute s-au construit curbele *4* și *5* din figura 4. Se observă o reducere a amplitudinii oscilațiilor față de primul caz însă aceasta nu este prea mare. Amortizarea maximă în acest caz este de aproximativ 82%.

Un alt factor important la amortizarea oscilațiilor este alegerea corectă a fazei semnalului pentru autocontrol astfel încît mișcarea ce se imprimă de amortizor sistemului principal să fie inversă mișcării date de vibratorul de excitație *3* (fig. 2). Aceasta s-a realizat, în experiențele noastre, prin însumarea în 13 a două semnale — unul variind după legea sinus și altul după cosinus, ambele derivate din semnalul dat de vitezometru — avînd o astfel de amplitudine încît să dea faza corectă. S-a ales o astfel de fază a semnalului pentru autocontrol încît la frecvența de rezonanță să se obțină amortizarea maximă a oscilațiilor. Odată aleasă această fază a rămas neschimbată la toate experiențele.

În cazul cînd coeficientul a din (3) este negativ, sistemul este instabil și, în consecință, amplitudinea oscilațiilor crește foarte mult.

Comparînd semnalul pentru care amortizarea este maximă cu semnalul de la vitezometru, s-a constatat că între acestea există o foarte mică diferență de fază, deci condiția $a > 0$ dedusă teoretic se verifică. Prin urmare în cazul folosirii vibratorului electrodinamic nu mai este necesară aparatura pentru schimbarea fazei semnalului.

Concluzii. În lucrare se demonstrează teoretic că prin atașarea amortizorului activ la sistemul principal, amplitudinea oscilațiilor acestuia se poate reduce. Această reducere depinde de mărimea unor parametri caracteristici vibratorului amortizor și excitării acestuia, de amplitudinea și faza semnalului pentru autocontrol și de masa auxiliară m.

Se determină experimental influența ultimilor parametri la micșorarea amplitudinii oscilațiilor barei de alezat constatîndu-se o influență mai mare a mărimii semnalului pentru autocontrol decît a masei auxiliare. Folosind un amortizor cu o masă relativ mică se obține o amortizare a oscilațiilor cu peste 80%.

(V. Bibliografia la p—641.)

◆

CZ 621.914.2

Calculul de proiectare al frezelor frontale cu cuțite demontabile

Dr. ing. Constantin MINCIU — Institutul politehnic – București
Ing. Stancu TĂTARU — Institutul politehnic – București

1. *Considerații generale*

Frezele frontale cu cuțite demontabile, întîlnite și sub denumirea de freze frontale sau capete de frezare, sînt scule de construcție modernă la care dinții sînt executați separat și montați, printr-o îmbinare mecanică demontabilă, pe un corp. Asemenea scule se utilizează în special în cazul prelucrărilor de mare productivitate, intensive sau extensive, iar în ultimul timp sînt folosite și pentru prelucrări de finisare (frezarea de finisare a ghidajelor de la mașinile-unelte). Aceste freze au unele avantaje în comparație cu sculele dintr-o bucată, printre care cel mai proeminent este acela că se consumă foarte puțin material de scule, deoarece la acestea numai partea activă este din material de scule (oțel de scule sau plăcuțe din aliaje dure), restul sculei fiind din oțel de construcție. În plus, după uzura cuțitelor pe același corp, se pot monta alte cuțite cu aceeași geometrie inițială sau cu o geometrie schimbată.

Cuțitele propriu-zise sînt construite și ele din oțel de construcție, numai partea lor activă fiind din material pentru scule.

Sînt cunoscute două tipuri de freze frontale: construcția conică (fig. 1, a) și construcția cilindrică (fig. 1, b).

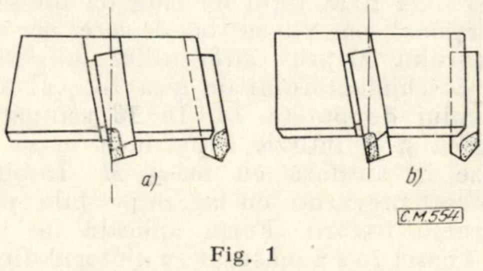


Fig. 1

Dintre cele două tipuri, cea mai avantajoasă este construcția conică deoarece la aceasta așchierea în trepte se poate realiza printr-un reglaj foarte simplu, în timp ce la construcția cilindrică așchierea în trepte se poate executa numai prin construcția corpului frezei.

Problema principală o constituie determinarea geometriei cuțitelor în așa fel încît, acestea fiind montate pe corpul principal, să se realizeze geometria optimă a frezei frontale, în literatura de specialitate neexistînd relații complete în această direcție [2].

Lucrarea de față caută să aducă unele contribuții la determinarea geometriei cuțitelor frezei și a legăturii acesteia cu geometria frezei, folosindu-se unele rezultate din teoria generalizată a sculelor așchietoare elaborată de către regretatul prof. dr. Duca Zoltan. Ea se adresează inginerilor proiectanți de scule care au suficiente cunoștințe în acest domeniu.

2. *Metodica de proiectare*

Nu se va insista asupra determinării numărului de dinți și a diametrului frezei, precum și asupra modului de prindere al cuțitelor, deoarece pentru acestea există recomandări suficiente [2]. Se va insista asupra determinării geometriei cuțitului în așa fel încît, o dată montat pe corpul frezei, să se realizeze unghiurile constructive ale acesteia.

Sistemul de notații va fi următorul [1]: unghiurile constructive ale cuțitului vor fi notate (fig. 2) cu γ_N, α_N, γ_x, γ_y, α_x, α_y $\varkappa$ și λ;

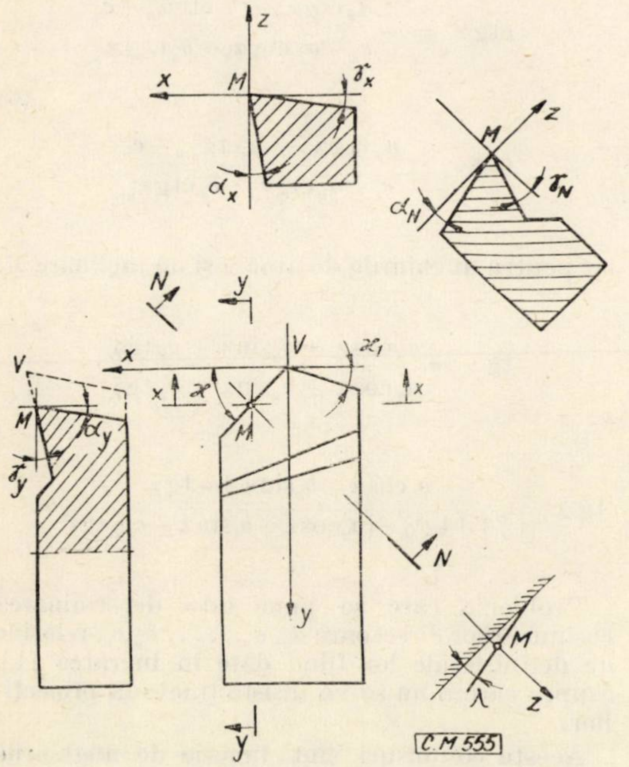


Fig. 2

unghiurile constructive ale frezei, cu γ_{fN}, α_{fN}, γ_{fx}, γ_{fy}, α_{fx},α_{fy}, $\varkappa_f$, λ_f; unghiurile pasive (de poziție ale cuțitului montat pe freză) și *care sînt egale cu unghiurile constructive* ale frezei vor fi notate cu $\overline{\gamma}_N$, $\overline{\alpha}_N$, $\overline{\gamma}_x$, $\overline{\gamma}_y \dots$, $\overline{\varkappa}$, $\overline{\lambda}$.

Aceste unghiuri vor primi indicele 1 dacă se referă la tăișul secundar.

La proiectarea unei asemenea scule se cunoaște materialul piesei ce se prelucrează și dimensiunile (lățimea) ei. Plecînd de la aceste date se aleg corespunzător unghiurile constructive ale frezei γ_{fN}, α_{fN}, $\varkappa_f$ și λ_f pentru tăișul principal și secundar, alegerea făcîndu-se conform teoriei așchierii.

Prin relațiile de trecere de la secțiunea normală la secțiunile $x-x$ și $y-y$ se pot determina unghiurile γ_{fx}, γ_{fy}, α_{fx}, α_{fy}:

$$\begin{aligned}
\operatorname{tg} \gamma_{fx} &= \operatorname{tg}\gamma_{fN} \sin \varkappa_f + \operatorname{tg} \lambda_f \cos \varkappa_f,\\
\operatorname{tg} \gamma_{fy} &= -\operatorname{tg} \gamma_{fN} \cos \varkappa_f + \operatorname{tg} \lambda_f \sin \varkappa_f,\\
\operatorname{ctg} \alpha_{fx} &= \operatorname{tg} \lambda_f \cos \varkappa_f - \operatorname{ctg} \alpha_{fN} \sin \varkappa_f,\\
\operatorname{ctg} \alpha_{fy} &= \operatorname{tg} \lambda_f \sin \varkappa_f - \operatorname{ctg} \alpha_{fN} \cos \varkappa_f.
\end{aligned} \tag{1}$$

Pentru cazul general se va alege o freză frontală cu cuțite demontabile, așa cum este reprezentat în figura 3, freza cilindrică constituind un caz particular al acesteia. Din figura de mai sus rezultă și pozițiile relative ale sistemelor de referință constructive ale cuțitului $Vxyz$ față de sistemul de referință constructiv al frezei $OXYZ$sau pasiv al cuțitului $VX_1Y_1Z_1$. Axele x_1,y_1,z_1,$x_2 \dots y_3$, z_3 reprezintă proiecțiile axelor constructive ale cuțitului pe planele de referință ale sistemului constructiv al frezei.

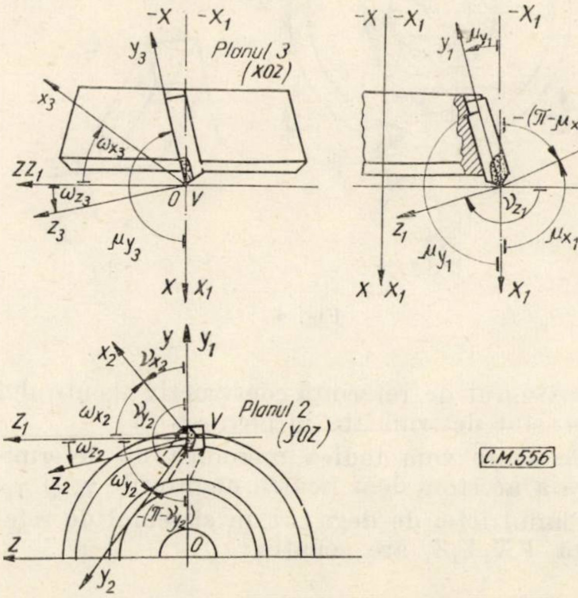


Fig. 3

Corpul frezei conice din figura 3 este reprezentat în figura 4, în care se vede canalul în care este fixat cuțitul și care este determinat de cele patru unghiuri ρ,θ, σ și τ, unghiuri alese constructiv dar de care depind nemijlocit unghiurile constructive ale frezei.

După cum s-a remarcat anterior, există egalitate între unghiurile constructive ale frezei și unghiurile pasive ale cuțitului $\gamma_{xf}=\overline{\gamma}_x$; $\gamma_{yf}=\overline{\gamma}_y$; $\alpha_{xf}=\overline{\alpha}_x, \dots$, $\varkappa_f=\overline{\varkappa}$; $\lambda_f=\overline{\lambda}$ și care sînt determinate din relațiile (1). Fiind în posesia unghiurilor pasive ale cuţitului, se poate trece la unghiurile constructive ale cuţitului.

Relaţiile care determină trecerea de la sistemul de referinţă pasiv al cuţitului $VX_1Y_1Z_1$ la sistemul de referinţă constructiv al cuţitului $Vxyz$ sînt determinate în lucrarea [1].

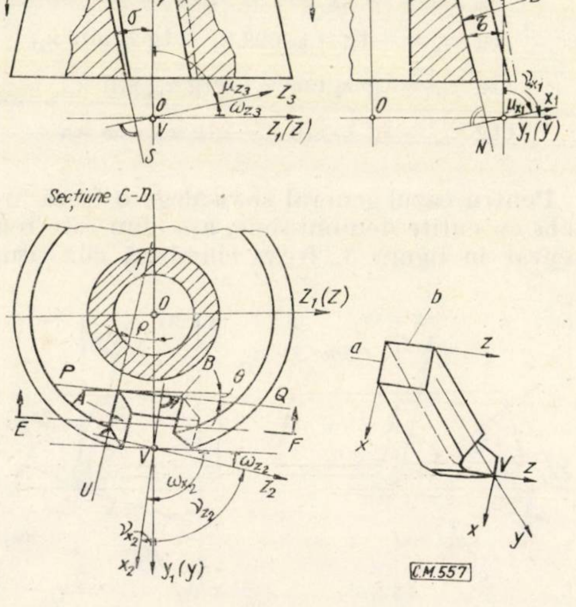


Fig. 4

Pe scurt vom indica metodica de determinare a acestora doar pentru unghiurile γ_x şi γ_y.

Planul feţei de degajare în sistemul de referinţă $VX_1Y_1Z_1$ are ecuaţia :

$$Z = -X \operatorname{tg} \bar{\gamma}_x + Y \operatorname{tg} \bar{\gamma}_y, \tag{2}$$

iar în sistemul constructiv $Vxyz$ are ecuaţia :

$$z = -x \operatorname{tg} \gamma_x + y \operatorname{tg} \gamma_y \tag{3}$$

Coordonatele unui punct din sistemul $VX_1Y_1Z_1$ sînt exprimate în funcţie de coordonatele din sistemul $Vxyz$ cu relaţiile (unei rototranslaţii) :

$$\begin{aligned} X &= a_x x + a_y y + a_z z, \\ Y &= b_x x + b_y y + b_z z, \\ Z &= c_x x + c_y y + c_z z, \end{aligned} \tag{4}$$

în care $a_x, a_y, \ldots, c_y, c_z$ reprezintă cosinusurile directoare ale poziţiilor axelor sistemului de referinţă constructiv faţă de axele sistemului de referinţă pasiv şi care, după cum se va vedea, sînt funcţie de unghiurile care poziţionează canalul cuţitului ρ, θ, σ şi τ.

Introducînd aceste relaţii (4) în ecuaţia (2) şi identificînd-o cu relaţia (3), se obţin următoarele relaţii care determină $\gamma_x = f_1\ (\bar{\gamma}_x, \bar{\gamma}_y)$ şi $\gamma_y = f_2(\bar{\gamma}_x, \bar{\gamma}_y)$ sub forma :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_x &= -\frac{a_x \operatorname{tg} \bar{\gamma}_x + b_x \operatorname{tg} \bar{\gamma}_y - c_x}{c_z - a_z \operatorname{tg} \bar{\gamma}_x - b_z \operatorname{tg} \bar{\gamma}_y}, \\ \operatorname{tg} \gamma_y &= \frac{a_y \operatorname{tg} \bar{\gamma}_x + b_y \operatorname{tg} \bar{\gamma}_y - c_x}{c_z - a_z \operatorname{tg} \bar{\gamma}_x - b_z \operatorname{tg} \bar{\gamma}_y}, \end{aligned} \tag{5}$$

similar obţinîndu-se pentru unghiurile de aşezare:

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha_x &= -\frac{a_x \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_x + b_x \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_y - c_x}{c_z - a_z \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_x - b_z \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_y} \\ \operatorname{ctg} \alpha_y &= \frac{a_y \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_x + b_y \operatorname{ctg} \bar{\gamma}_y - c_y}{c_z - a_z \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_x - b_z \operatorname{ctg} \bar{\alpha}_y} \end{aligned} \tag{6}$$

iar pentru unghiurile de atac ϰ şi de înclinare λ :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varkappa &= \frac{a_y \cos \bar{\varkappa} + b_y \sin \bar{\varkappa} + c_y \operatorname{tg} \bar{\lambda}}{a_x \cos \bar{\varkappa} + b_x \sin \bar{\varkappa} + c_x \operatorname{tg} \bar{\lambda}}, \\ \operatorname{tg} \lambda &= \frac{a_z \cos \bar{\varkappa} + b_x \sin \bar{\varkappa} + c_z \operatorname{tg} \bar{\lambda}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \bar{\lambda} - (a_z \cos \bar{\varkappa} + b_z \sin \bar{\varkappa} + c_z \bar{\lambda} \operatorname{tg})^2}}. \end{aligned} \tag{7}$$

Problema care se pune este determinarea cosinusurilor directoare $a_x, a_y, \ldots, c_y, c_z$, relaţiile de definiţie ale lor fiind date în lucrarea [1], asupra cărora nu se va insista (metoda proiecţiilor).

Aceste cosinusuri sînt funcţie de unghiurile aparente de prindere, notate $\omega_x, \omega_y, \ldots, \mu_x, \ldots \nu_z$, care apar în figura 3 şi care sînt funcţie de unghiurile ρ, θ, σ şi τ din figura 4.

Cele nouă cosinusuri directoare sînt date de relaţiile :

$$\begin{aligned} &a_x = \sin \lambda_{2x}, \quad a_y = \sqrt{1 - (a_x^2 + a_z^2)}, \quad a_z = \sin \lambda_{2z}, \\ &b_x = \cos \lambda_{2x} \cos \nu_{x2}\,; \ b_y = \sqrt{1 - (b_x^2 + b_z^2)}, \ b_z = \sin \lambda_{3z}, \\ &c_x = \sin \lambda_{1x}, \ c_y = \sqrt{1 - (c_x^2 + c_z^2)}, \ c_z = \cos \lambda_{2z} \cos \omega_{z2}, \end{aligned} \tag{8}$$

în care:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\lambda_{1x} &= \operatorname{tg}\nu_{x2}\cos\nu_{x1}, \quad \operatorname{tg}\lambda_{2x}=\operatorname{tg}\nu_{x1}\cos\nu_{x2}; \\ \operatorname{tg}\lambda_{2z} &= \operatorname{tg}\omega_{z3}\cos\omega_{z2}, \quad \operatorname{tg}\lambda_{3z}=\operatorname{tg}\omega_{z3}\cos\omega_{z3}. \end{aligned} \tag{9}$$

Din figura 4 rezultă legătura dintre unghiurile de poziție ρ, θ, σ și τ și unghiurile de prindere aparentă ω, μ și ν în cele trei plane de proiecție:

$$\mu_{x1}=\frac{2}{\pi}-\tau, \quad \nu_{x1}=-\tau, \qquad \omega_{x2}=-\theta,$$

$$\nu_{x2}=\frac{\pi}{2}-\theta, \quad \omega_{z2}=\rho, \tag{10}$$

$$\mu_{z3}=-\left(\frac{\pi}{2}-\sigma\right), \quad \nu_{z2}=\frac{2}{\pi}+\rho, \quad \omega_{z3}=\sigma,$$

valori cu care se pot calcula relațiile (9) și apoi cosinusurile directoare (8), după care se pot calcula unghiurile constructive ale cuțitului care formează dintele frezei. Cuțitele executate la geometria determinată astfel, după montarea lor în canalele din capul frezei, vor realiza o geometrie pasivă (sau constructivă a frezei) impusă de materialul piesei și aleasă pe baza recomandărilor teoriei așchierii (criteriul de așchiere optimă).

În cazul frezelor de construcție cilindrică, unele din unghiurile ρ, θ, σ și τ pot deveni nule, în cazul limită toate devenind nule, construcție în care unghiurile constructive ale frezei devin valoric egale cu unghiurile constructive ale cuțitului.

Este de făcut observația importantă că în relațiile de calcul toate unghiurile au orientarea (semn + sau −) dată de semnele indicate în figurile 3 și 4 (sistem de referință triortogonal orientat drept).

Calculul prezentat este valabil pentru ambele tăișuri ale sculei (respectiv cuțitului).

3. *Modul de lucru*

Se va indica o ordine firească de proiectare a unei asemenea freze cu cuțite demontabile.

a) Alegerea numărului de dinți, diametrului frezei și geometriei acesteia: γ_{fN}, α_{fN}, $\varkappa_f$, λ_f.

b) Determinarea prin calcul a unghiurilor constructive ale frezei γ_{fx}, γ_{fy}, α_{fx}, α_{fy} pentru ambele tăișuri, cu ajutorul relațiilor (1).

c) Alegerea din motive constructive a unghiurilor de poziție ale canalelor ρ, θ, σ și τ.

d) Determinarea unghiurilor de prindere aparente μ, ν, ω cu ajutorul relațiilor (10).

e) Calcularea cosinusurilor directoare a_x, a_y,..., c_y, c_z cu ajutorul relațiilor (8) și (9).

f) Calcularea unghiurilor constructive ale cuțitului γ_x, γ_y, α_x, . . ., ϰ, λ cu ajutorul relațiilor (5), (6) și (7), folosind rezultatele de la punctele *b* și *c*.

g) Calculul unghiurilor din secțiunea normală pe tăișul aparent al cuțitului γ_N și α_N pentru cele două tăișuri cu relațiile cunoscute:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\gamma_N &= -(\operatorname{tg}\gamma_x \sin\varkappa + \operatorname{tg}\gamma_y \cos\varkappa), \\ \operatorname{ctg}\alpha_N &= -(\operatorname{ctg}\alpha_x \sin\varkappa + \operatorname{ctg}\alpha_y \cos\varkappa). \end{aligned} \tag{11}$$

h) Desenul de execuție al cuțitului.

i) Desenul de execuție al corpului frezei.

j) Desenul de ansamblu al frezei frontale cu dinți demontabili.

Sînt de făcut cîteva observații în ceea ce privește rezultatele finale ale calculului unghiurilor constructive.

În special în cazul în care cuțitele sînt armate cu plăcuțe din aliaje dure (carburi metalice), unghiurile constructive ale cuțitului γ_N și λ, pentru o bună rezistență mecanică, trebuie să fie negative.

Dacă acestea ies puternic pozitive și în special γ_N, se vor modifica unghiurile de poziție ρ, θ, σ și τ (și în special unghiul σ) pentru ca unghiul γ_N să aibă valori în jurul lui 0° (chiar negative).

De asemenea, dacă unghiul de așezare al cuțitului α_N iese puternic pozitiv, fapt care ar micșora rezistența mecanică a cuțitului, se va acționa prin modificarea unghiurilor de poziție ρ, θ, σ și τ în așa fel încît el să ajungă în limite constructive acceptabile.

Unghiurile de poziție ale canalului ρ, θ, σ și τ se aleg din motive constructive: ușor de executat; montarea cuțitelor în canale să se facă fără dificultăți; să se poată realiza un reglaj ușor al cuțitelor și, în special prin poziția lor, cuțitele să ajute la îmbunătățirea condițiilor de așchiere.

În încheiere putem spune că metoda de proiectare a frezelor frontale cu cuțite demontabile propusă în lucrarea de față este singura metodă analitică completă, în literatură existînd relații incomplete, cu multe simplificări (în special prin simplificarea unghiurilor x_f, λ_f) și fără a face legătura dintre unghiurile contructive ale frezei, unghiurile constructive ale cuțitului și unghiurile de poziție ale canalelor cuțitelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Teoria sculelor așchietoare. Ed. Tehnică, 1967.

[2] *Lăzărescu, I.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. Ed. Tehnică, 1962.

◆

CZ 629.114.2 - 112 :631.312

Considerații cu privire la cinematica ridicătorului hidraulic cu prindere în trei puncte ca mecanism de agregare a plugului de tractor

Ing. Lucian NEGUȚ - I.C.P.M.A. - București

Este cunoscută comportarea inferioară a plugului purtat, comparativ cu plugul semipurtat, în cazul deplasării tractorului pe teren cu microrelieful accidentat. Se poate demonstra că ridicătorul hidraulic cu prindere în trei puncte, în construcția actuală, redată sub aspectele esențiale în figura 1 [1] nu poate constitui un mecanism corect de agregare a plugului purtat la tractorul agricol pe roți, indiferent că plugul este integral purtat sau prevăzut cu o roată de copiere, în care caz ridicătorul trebuie să fie flotant.

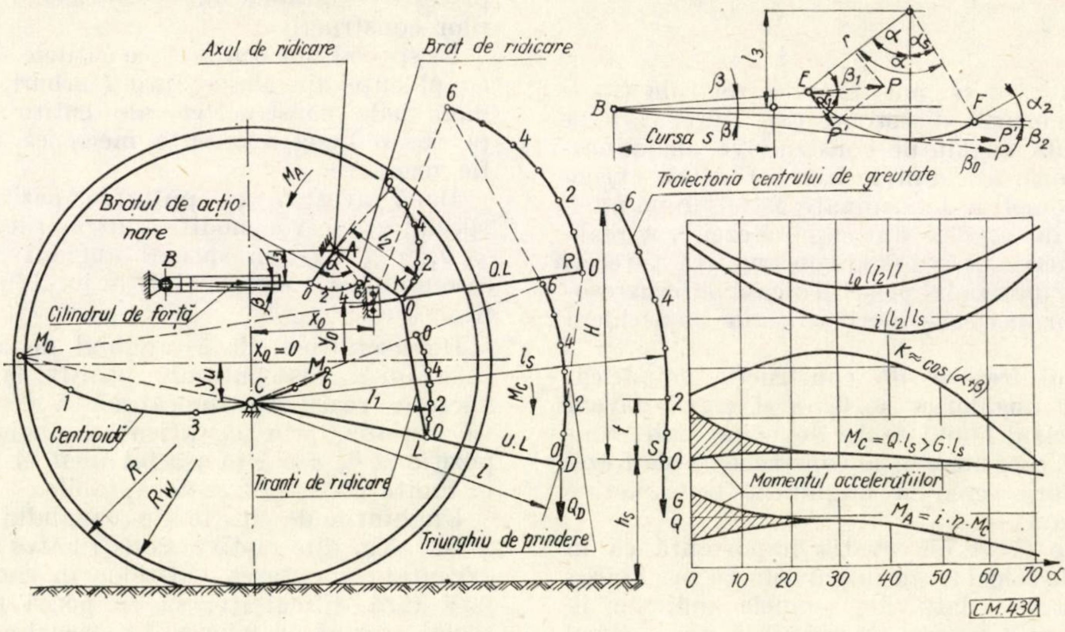

Axul de ridicare
Brat de ridicare
Bratul de acționare
B
Cilindrul de forță
M_0
Centroida
R
R_W
C
M_A
X_0
$X_0=0$
y_0
y_u
l_1
l_2
l_s
l
M_C
H
K
A
L
D
Q_D
O.L
U.L
Tiranți de ridicare
Triunghiu de prindere
Cursa s
l_3
r
E
F
P
P'
α
β
β_0
β_1
β_2
α_2
Traiectoria centrului de greutate
$i_0(l_2/l$
$i(l_2/l_S$
$K\approx\cos(\alpha+\beta)$
$M_C=Q\cdot l_S>G\cdot l_S$
Momentul accelerațiilor
$M_A=i\cdot\eta\cdot M_C$
G
Q
S
f
h_S
0
10
20
30
40
50
60
70 $\alpha°$
C.M.430

Fig. 1. Schema cinematică a unui ridicător cu trei puncte de fixare. Variația forțelor și momentelor în funcție de unghiul axului de ridicare.

Se pot de asemenea demonstra efectele contradictorii pe care poziția centrului instantaneu de rotație în plan vertical, plasat într-o poziție oarecare între cele două osii ale tractorului, le are asupra stabilității agregatului tractor-plug și asupra sarcinii pe roțile motoare.

Din figura 2 rezultă că pentru o anumită adîncime de lucru a plugului, poziția centrului instantaneu de rotație al ridicătorului este determinată de prelungirea direcțiilor tiranților laterali și a tirantului central (punctul CIR). Dacă plugul se deplasează în lucru avînd numai o mișcare de translație, ceea ce constituie cazul normal de lucru, rezultă că punctul CIR se va deplasa pe dreapta imaginară D, paralelă cu fundul brazdei. Denivelările suprafeței solului vor determina însă mișcări ale tractorului care, în cazul general, vor fi reprezentate fie de rotații ale acestuia în jurul punctului 0, fie de rotații în jurul punctului 0', fie de deplasări pe verticală cu mișcări de translație (în cazul în care tractorul urcă sau coboară

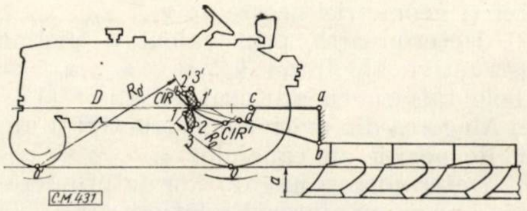

D
Rd
CIR
CIR'
2'3'
1'
1
2
c
a
b
a
0
0'
CM 431

Fig. 2. Analiza incompatibilității cinematice a ridicătorului hidraulic cu trei puncte de prindere și agregatul tractor — plug purtat.

simultan, cu roţile din faţă şi din spate, denivelări ale terenului). Rezultă că punctul de pe tractor corespunzător punctului *CIR* va putea să se deplaseze fie pe arcul de cerc 11' cînd tractorul se roteşte în jurul punctului 0, fie pe arcul de cerc 22' cînd tractorul se roteşte în jurul punctului 0', fie pe verticala 33' atunci cînd tractorul urcă sau coboară prin mişcări de translaţie. Rezultă deci că punctul de pe tractor, corespunzător *CIR*, va putea ocupa orice poziţie în cadrul suprafeţei haşurate determinată de punctele 11', 22' şi 33', în timp ce mecanismul patrulater determinat de punctele *a*, *b*, *c*, *d* impune ca acelaşi punct să se deplaseze numai pe dreapta *D*, tractorul putînd avea numai mişcări de rotaţie limitată în jurul acestui punct.

Rezultă că mecanismul patrulater format de ridicătorul hidraulic cu trei puncte de prindere este incompatibil să stabilească o legătură funcţională corectă între plugul purtat (cu sau fără roată laterală) şi tractorul agricol pe roţi. Această incompatibilitate este de natură cinematică şi nu poate fi rezolvată prin intervenţii ale instalaţiei hidrostatice de comandă, oricît de complexă, oricît de perfecţionată ar fi aceasta. De altfel, în baza studiului aspectului dinamic al agregatului tractor-plug, efectuat de autor, în ipoteza agregării plugului integral purtat, ridicătorul hidraulic trebuie asistat în mod obligat de o instalaţie hidraulică de comandă, pentru anihilarea unor particularităţi negative de funcţionare a agregatului tractor-plug integral purtat, ce nu pot fi ignorate deoarece se evidenţiază prin neuniformitatea adîncimii de lucru.

Incompatibilitatea cinematică descrisă mai sus nu a constituit preocuparea constructorilor pînă în prezent fie pentru că nu a fost cunoscută, fie pentru că n-a fost găsită de către aceştia o soluţie corespunzătoare de rezolvare. Acest lucru reprezintă însă una dintre deficienţele grave ale agregatelor actuale de arat menţionate, deoarece, aşa cum se va demonstra imediat, se concretizează, printre altele, în pierderi efective de energie utilă, ca urmare a diminuării forţei de aderenţă a roţilor motoare ale tractorului.

Astfel, în figura 3 este analizată comportarea agregatului tractor-plug, în ipoteza că roţile din faţă ale tractorului copiază denivelări pozitive (ridicături) sau negative (adîncituri) ale solului.

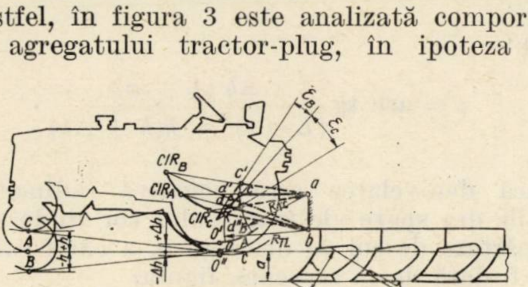


Fig. 3. — Efectul cinematicei ridicătorului hidraulic cu trei puncte de prindere asupra comportării agregatului tractor-plug.

Copierea denivelărilor solului cu roţile din faţă reprezintă însă rotaţii ale tractorului faţă de punctul 0, cu unghiuri ε corespunzătoare. Dacă bara *a*, *b* de pe plug este baza fixă a mecanismului patrulater *a*, *b*, *c*, *d* şi tractorul se roteşte cu unghiul $\pm\varepsilon$, baza mobilă *d*, *c* a mecanismului va fi obligată să se rotească cu acelaşi unghi ε, ceea ce va determina mutarea ei, şi implicit a punctelor de legătură aflate pe tractor, în poziţiile *d*' *c*' sau *d*''*c*''. Deci o coborîre a roţilor din faţă va determina o ridicare teoretică a celor din spate şi invers, prin rotaţii ale tractorului în jurul *CIR*. Dacă masa tractorului împiedică această ridicare, vor apărea totuşi fenomene negative multiple şi în special reducerea greutăţii de aderenţă pe roţile motoare, apariţia de solicitări mecanice foarte mari în elementele ridicătotului şi o instabilitate mărită a plugului.

Spre exemplu, dacă roţile din faţă coboară la un moment dat cu 200 mm ($-h = 200$ mm) roţile din spate tind să se depărteze de sol cu 55 mm. Dacă masa tractorului se opune acestei ridicări a roţilor din spate, va apărea în schimb o diminuare a greutăţii de aderenţă ca urmare a momentului generat de forţa $\Delta P_R = 2140$ kgf (diferenţa dintre forţa P_{30} ce lucrează asupra plugului purtat la adîncimea de 30 cm. şi forţa P_R ce apare la ridicarea plugului din brazdă) şi braţul $1 = 400$ mm $= 0{,}4$ m (0,4 m (determinat ca distanţă între direcţia forţei P_R şi vîrful primei trupiţe — plugul fiind considerat cu trei trupiţe). Valoarea acestui moment va fi egală cu cca. 856 kgfm, şi raportată la ampatamentul tractorului (2,5 m.) va determina o descărcare a roţilor motoare ca cca. 343 kgf. Această diminuare a greutăţii de aderenţă va apărea la fiecare intrare a roţilor din faţă în adîncituri de teren (permenent existente la suprafaţa solului) şi desigur că valoarea diminuării va fi proporţională cu valoarea adînciturii, ca urmare a elasticităţii pneurilor roţilor motoare.

Agregarea plugurilor purtate la ridicătoarele hidraulice cu prindere în trei puncte nu este deci corectă sub aspect cinematic, indiferent că este vorba de plugurile integral purtate sau purtate cu roată laterală (ridicătorul „flotant").

Poziţia fixă a centrului instantaneu de rotaţie (*CIR*) al ridicătorului, pentru o anumită poziţie a plugului în brazdă, conduce la situaţia conform căreia, în timpul deplasării în lucru, tractorul va putea avea numai mişcări limitate de rotaţie în jurul *CIR*. Acest caz cu totul particular, studiat grafic şi analitic conform figurii 4 arată însă că chiar în această ipoteză mişcările tractorului nu sînt posibile decît pentru valori foarte mici ale unghiului θ.

Mai sus, s-a arătat că în timpul lucrului în brazdă, deplasările pe verticală ale roţilor de direcţie impun deplasări inverse pe verticală ale roţilor motoare, pentru poziţii ale CIR între roţile din faţă şi din spate ale tractorului, fenomen datorit cinematicei ridicătorului hidraulic al tractorului, ca mecanism de agregare a plugului la tractor.

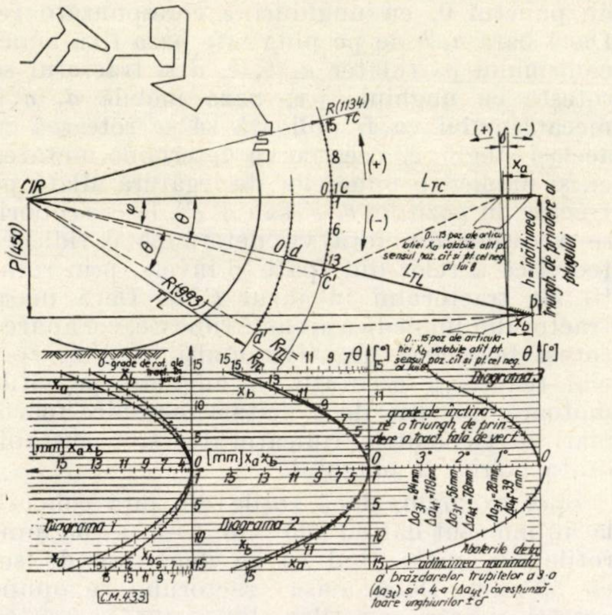

R(1134)
TC
15
8
(+)
(-)
(+)
(-)
x_a
CIR
0
1C
L_{TC}
φ
θ
θ
1
6
P(450)
0
d
13
C'
0...15 poz. ale articulaţiei X_a valabile atît pt. sensul poz. cît şi pt. cel neg. al lui θ
L_{TL}
h = înălţimea triungh. de prindere al plugului
R(993)
TL
b
x_b
d'
R_{TL}
R_{TL}
0...15 poz. ale articulaţiei X_b valabile atît pt. sensul poz. cît şi pt. cel neg. al lui θ
θ [°]
θ [°]
0 - grade de rot. ale tract. în jurul
Diagrama 3
grade de înclinare a triungh. de prindere a tract. faţă de vert.
[mm] x_a x_b
3°
2°
1°
Δa_{3t} = 84 mm
Δa_{4t} = 118 mm
Δa_{3t} = 56 mm
Δa_{4t} = 78 mm
Δa_{3t} = 28 mm
Δa_{4t} = 39 mm
Diagrama 1
Diagrama 2
Abaterile de la adîncimea nominală a brăzdarelor trupițelor a 3-a (Δa_{3t}) şi a 4-a (Δa_{4t}) corespunzătoare unghiurilor $\pm\delta$
C.M.433

Fig. 4. Studiul grafic privind influenţa mişcării de rotaţie a tractorului în jurul CIR al ridicătorului asupra poziţiei (unghiul faţă de verticală) a triunghiului de prindere a plugului.

Diagrama 1: deplasarea articulaţiei dintre tirantul central al tractorului şi triunghiul de prindere a plugului (X_a) şi a articulaţiilor dintre tiranţii laterali şi triunghiul de prindere (X_b), pentru RTC = 1134 şi RTL = 993

Diagrama 2: deplasarea articulaţiei dintre tirantul central al tractorului şi triunghiul de prindere a plugului (X_a) şi a articulaţiilor dintre tiranţii laterali şi triunghiul de prindere (X_b) pentru $RTC = RTL$ = 1134;

Diagrama 3: variaţia unghiului (δ) de înclinare a triunghiului de prindere a plugului faţă de verticală, determinată pe baza datelor din diagrama 1.

Este important să fie analizat efectul pe care poziţia CIR, considerat în diferite poziţii intermediare în cadrul ampatamentului tractorului, îl are asupra fenomenului menţionat în scopul alegerii poziţiei celei mai puţin defavorabile. În acest scop, în figura 5 a fost reprezentat agregatul tractor—plug, legătura fiind formată de ridicătorul hidraulic cunoscut, iar poziţia de fixare la tractor a tiranţilor laterali fiind astfel aleasă, încît *CIR* să se găsească fie pe axa verticală ce trece prin punctele 0 şi respectiv 0', fie într-o poziţie intermediară caracterizată prin distanţa *X* faţă de planul vertical ce conţine axa motoare.

Pentru simplificarea calculelor, s-a considerat poziţia orizontală a tirantului central, situaţie ce apare pentru adîncimea de lucru a plugului de cca. 25 cm.

În timpul deplasării în lucru, denivelările terenului, pozitive sau negative, vor determina rotaţii teoretice ale tractorului în jurul *CIR* indiferent de poziţia acestuia. Dacă se admite o valoare Δh pentru denivelare, unghiul cu care se va roti tractorul va fi ε. Valoarea acestui unghi va fi dată de

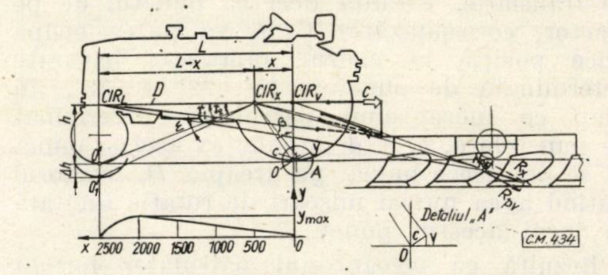

L
L-x
x
CIR_L
D
CIR_x
CIR_v
C
h
ε_1
ε_2
ε
β
c
γ
O
Δh
O_1
0
A
R_x
R_{pv}
y
y_{max}
x 2500
2000
1500
1000
500
0
Detaliul „A"
c
γ
0
C.M.434

Fig. 5. Influenţa poziţiei CIR asupra variaţiilor reacţiunii pe roţile motoare ca urmare a deplasării roţilor de direcţie pe teren denivelat.

$$\sphericalangle \varepsilon = \sphericalangle \gamma_1 - \sphericalangle \gamma_2$$

Valorile unghiurilor γ_1, şi γ_2 vor fi date de relaţiile:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{h + \Delta h}{L - x} \quad \text{şi} \quad \gamma_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{h + \Delta h}{L - x}$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{h}{L - x} \quad \text{şi} \quad \gamma_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg}. \frac{h}{L - x}$$

Rezultă:

$$\sphericalangle \varepsilon = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \gamma_1 - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \gamma_2 =$$

$$= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{h + \Delta h}{L - x} - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{h}{L - x}$$

sau:

$$\varepsilon = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\Delta h (L - x)}{(L - x)^2 + h(h + \Delta h)}.$$

Dacă denivelarea este negativă (adîncitură) roţile din spate ale tractorului vor tinde să se depărteze de sol cu distanţa y, a cărei valoare va fi dată de (a se vedea figura)

$$y = c \sin \beta = \sqrt{x^2 + h^2} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \cdot \frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} = x \operatorname{tg} \varepsilon$$

sau, înlocuind valoarea lui ε

$$y = x\,\mathrm{tg}\left[\mathrm{arc\,tg}\,\frac{\Delta h\,(L-x)}{(L-x)^2 + h\,(h+\Delta h)}\right]$$

relaţie care exprimă deplasarea pe verticală a punctului „O" de pe roţile motoare, atunci cînd *CIR* ocupă diferite poziţii pe dreapta „*D*", iar roţile din faţă depăşesc denivelările de teren avînd valoarea Δh.

Din relaţie rezultă că această deplasare tinde către zero cînd x tinde către zero sau L.

$$y \to 0 \text{ cînd } x \to 0 \text{ sau } x \to L$$

Rezultă de asemenea că relaţia admite o derivată în funcţie de x, pe care anulînd-o se obţine valoarea variabilei pentru care funcţia are valoarea maximă.

$$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x} = \frac{d\left\{x\cdot tg\left[\mathrm{arc\,tg}\,\frac{\Delta h\,(L-x)}{(L-x)^2 + h(h+\Delta h)}\right]\right\}}{\mathrm{d}x} = 0$$

Rezolvînd ecuaţia

$$y = x\cdot\mathrm{tg}\left[\mathrm{arc.\,tg.}\,\frac{\Delta\,h\,(L-x)}{(L-x)^2 + h(h+\Delta h)}\right]$$

pentru diferite valori date variabilei x cuprinse între $x = 0$ şi $x = L$ şi pentru valori ale constantelor egale, respectiv cu:

$$h = 730$$

$$\Delta h = 100$$

$$L = 2\,500$$

Se obţin următoarele valori pentru y

x	0	500	1 000	1 500	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500
y	0	21,6	52	91,5	113	105	88	67,8	36	0

Curba $y = f(x)$ pentru valorile menţionate este trasată în figură, iar din analiza ei rezultă concluzia că din punctul de vedere al efectului negativ pe care denivelările terenului îl au asupra tendinţei roţilor motoare de a se depărta de sol şi deci implicit asupra forţei de aderenţă, poziţia CIR cea mai dezavantajoasă este dată de valoarea lui x pentru care derivata se anulează, adică pentru valoarea: $x \cong 2\,000$ mm. Rezultă deci că, din acest punct de vedere, poziţia *CIR* trebuie să fie cît mai apropiată de axa verticală, fie a roţilor de direcţie, fie a roţilor motoare sau chiar să coincidă cu aceasta, deoarece, în aceste cazuri influenţa negativă a denivelărilor de teren copiate de roţile de direcţie sau de roţile motoare asupra mişcărilor pe verticală ale roţilor motoare, respectiv asupra reacţiunii pe roţile motoare, va fi nulă. Dacă *CIR* este plasat pe axa verticală a roţilor motoare, adînciturile de teren vor diminua direct reacţiunea asupra acestora, dar roţile de direcţie nu vor influenţa în nici un fel această reacţiune, atunci cînd copiază terenul.

Poziţia *CIR* va influenţa însă şi direct sarcina pe roţile motoare, ca urmare a efectului produs de aplicarea în acest punct (*CIR*) a rezultantei tuturor forţelor ce acţionează asupra plugului. După cum se va vedea în continuare, concluziile sînt, din acest punct de vedere, deosebite, ba chiar contradictorii cu cele obţinute mai sus.

Astfel, în figura 6 se consideră dată forţa R_{PV}, ca proiecţie în plan vertical pe direcţia de înaintare, a rezultantei tuturor forţelor ce acţionează asupra plugului.

Din figură rezultă că reacţiunea statică pe roţile motoare (B) va fi majorată cu factorii ΔB_H şi ΔB_V, datoriţi componentelor orizontale şi verticale ale forţelor rezistente date de plug, respectiv de forţele R_x. La rîndul lor aceste forţe sînt funcţie, pe de-o parte, de poziţia punctului K de pe plug (număr de trupiţe, adîncime de lucru etc.) iar pe de altă parte, de poziţia centrului instantaneu de rotaţie al mecanismului patrulater.

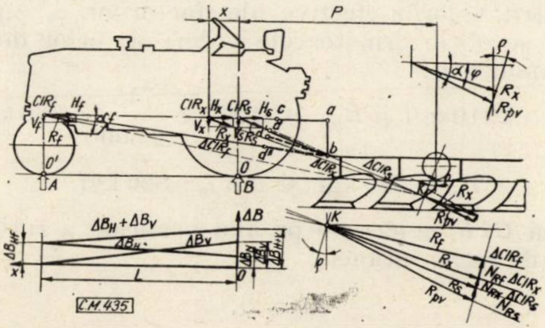


Fig. 6. Influenţa poziţiei CIR asupra reacţiunii statice pe roţile motoare.

Folosind notaţiile din figură, se obţine succesiv

$$H_x = R_x \cos\cdot\alpha$$

$$V_x = R_x \sin\cdot\alpha$$

Valoarea unghiului α va fi dată de relaţia:

$$\mathrm{tg}\ \alpha = \frac{h+a}{p+x}$$

în care h, a și p vor fi considerate constante pentru un anumit plug și anumite condiții de lucru. Folosind în continuare notațiile din figură se obține valoarea forței R_x

$$R_x = \frac{R_{PV}\,(\cos\varphi + \sin.\varphi\,\mathrm{tg}\,\rho)}{\cos\alpha + \sin\alpha\,\mathrm{tg}\,\rho}$$

Introducînd în relațiile care dau valorile pentru H_x și V_x se obține

$$H_x = R_{pv}\,\frac{\cos\varphi + \sin.\varphi\,\mathrm{tg}\rho}{1 + \mathrm{tg}\,\alpha\,\mathrm{tg}\,\rho}$$

$$V_x = R_{pv}\,\frac{\cos\varphi + \sin.\varphi\,\mathrm{tg}\rho}{\mathrm{ctg}\,\alpha + \mathrm{tg}\rho}$$

Dacă CIR se găsește pe axa verticală a roților motoare, atunci

$$X = 0$$

iar cele două componente vor avea valorile:

$$H_0 = R_{pv}\,\frac{P(\cos\cdot\varphi + \sin\cdot\varphi\mathrm{tg}\cdot\rho)}{p + (h + a)\,\mathrm{tg}\rho}$$

$$V_0 = R_{pv}\,\frac{(h+a)\,(\cos\cdot\varphi + \sin\cdot\varphi\mathrm{tg}\cdot\rho)}{p + (h + a)\,\mathrm{tg}\cdot\rho}$$

Pentru valorile efective ale factorilor φ, ρ,p,h și a se obțin următoarele valori ale celor două componente:

$$H_0 = 1210\ \text{kgf și}\ B_{H0} = 1210 \times \frac{745}{2\,500} = 360\,\text{kgf}.$$

$$V_0 = 520\ \text{kgf}\ \ \text{și}\ \Delta B_{V0} = 520\,\text{kgf}.$$

Dacă CIR se găsește pe axa verticală a roților de direcție, atunci :

$$X = L,$$

iar cele două componente vor avea valorile :

$$H_L = R_{pv}\,\frac{(\cos\cdot\varphi + \sin\cdot\varphi\mathrm{tg}\cdot\rho(p + L)}{(p + L) + (h + a)\,\mathrm{tg}\cdot\rho}$$

$$V_L = R_{pv}\,\frac{(\cos\cdot\varphi + \sin\cdot\varphi\,\mathrm{tg}\cdot\rho)\,(h + a)}{(p + L) + (h + a)\,\mathrm{tg}\cdot\rho}$$

Calculînd și în acest caz valorile componentelor H_L și V_L pentru valorile efective ale factorilor φ, ρ, p, h, a și L se obțin următoarele rezultate :

$$H_L = 1350\ \text{kgf și}\ \Delta B_{HL} = 1350 \times \frac{745}{2\,500} = 400\ \text{kgf}$$

$$V_L = 210\ \text{kgf}\ \Delta B_{VL} = 0\ \text{kgf}$$

Comparînd valorile componentelor H_x și V_x pentru $x = 0$ și $x = L$ se vede că pierderea de reacțiune pe roțile motoare este destul de importantă, deoarece :

$$\Delta B_{x=0} = 360 + 520 = 880\ \text{kgf}$$

iar

$$\Delta B_{x=L} = 400 + 0 = 400\ \text{kgf}$$

adică mai mult decît de la simplu la dublu.

În figură este reprezentată grafic, separat, variația factorilor ΔB_H și ΔB_V, funcție de poziția CIR, precum și însumarea lor.

În concluzie, din punct de vedere al cîștigului de sarcină pe roțile motoare și deci al sporului de aderență și implicit al creșterii randamentului de patinare este indicată plasarea CIR cît mai aproape de axa verticală a roților motoare și, dacă este posibil, chiar pe această axă, concluzie parțial contradictorie cu cea obținută mai sus precum și cu cea care va fi obținută în continuare.

Se poate deci afirma că în timpul lucrului în brazdă plugul poate fi considerat cuplat la tractor în CIR prin intermediul triunghiului hașurat (fig. 7). Influența deplasării tractorului pe teren denivelat și deci a mișcărilor pe verticală ale CIR se vor traduce asupra plugului prin mișcări ale acestuia în jurul punctului de contact cu solul al roții de copiere. Din figura 7 rezultă că, din acest punct de vedere, este avantajoasă poziția CIR pe axa verticală a roților de direcție, deoarece pentru această poziție distanța dintre punctul virtual de cuplare a plugului (CIR) și punctul „0” de contact cu solul al roții de copiere de pe plug este maximă și egală cu $p+L$.

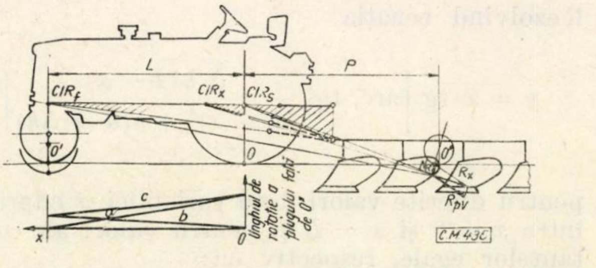


Fig. 7. Influența poziției CIR asupra stabilității plugului :

a – rotații ale plugului în jurul punctului „O” datorite deplasării roților din spate pe teren denivelat ; *b* – rotații ale plugului în jurul punctului „O” datorite deplasării roților din față pe teren denivelat ; *c* – rotație rezultantă.

Exemplu ; pentru o denivelare cu Δh = 100 plugul se va roti cu 2°30′ dacă *CIR* este plasat pe axa verticală a roților motoare și cu 1°30′ dacă *CIR* este plasat pe axa verticală a roților de direcție. În primul caz ultima trupiță își va reduce adîncimea de lucru cu circa 6 cm (plug cu 4 trupițe).

În figura 7 este dată și diagrama aproximativă a mișcărilor plugului în jurul punctului „0” în cazul în care tractorul se deplasează fie cu roțile din spate prin adîncituri de teren (curba a) fie cu roțile din față (curba b), curba c reprezentînd însumarea celor două mișcări.

Efectuînd un calcul teoretic se ajunge, spre exemplu, la concluzia că o denivelare avînd valoarea $\triangle h = 100$ mm va determina o rotație a plugului în jurul punctului ,,O'' egală cu cca. 2°30', dacă *CIR* este plasat pe verticala roților motoare și cu numai 1°30' dacă punctul virtual de cuplare se află pe verticala roților de direcție. În primul caz, ultima trupiță a plugului își va reduce adîncimea de lucru cu cca. 6 cm depășind astfel abaterea admisă pentru adîncimea nominală de lucru.

Luînd în considerare concluziile rezultate din analiza efectuată mai sus, rezultă în modul cel mai clar că ridicătorul hidraulic cu trei puncte de prindere reprezintă un mecanism imperfect de legătură între tractorul agricol pe roți și plugul purtat echipat cu roata de copiere. Dacă această incompatibilitate cinematică produce efecte agrotehnice negative mai puțin importante, prin efectuarea uniformității adîncimii de lucru a plugului într-o măsură mai mare sau mai mică, în funcție de plasarea CIR, în schimb efectul negativ introdus asupra performanțelor energetice ale agregatului este foarte important. Acesta din urmă este determinat de incompatibilitatea ridicătorului cu trei puncte de prindere de a constitui un mecanism cinematic care să asigure, pe de-o parte, deplasarea normală a plugului în sol, care în general trebuie să fie o mișcare de translație plană, iar pe de altă parte, libertatea tractorului de a copia microrelieful terenului, deci de a avea mișcări după toate direcțiile și în special în planul vertical longitudinal.

În timpul lucrului în brazdă, tractorul este virtual cuplat la plug într-un singur punct, respectiv în CIR. Acest punct fiind însă solidar cu plugul care descrie o mișcare plană, tractorul se va găsi în permanență articulat în acest punct, și orice mișcare în plan vertical alta decît o rotație în jurul acestui punct, va determina modificarea reacțiunilor pe roți, cu afectarea forței de aderență a acestora, indiferent că este vorba de două sau patru roți motoare.

Plasarea *CIR* cît mai aproape de verticala axei motoare mărește reacțiunea statică pe această axă, dar nu diminuează cu nimic fenomenul cinematic analizat.

Orice încercare de a îmbunătăți condițiile de agregare a plugului la tractor va trebui așadar să înceapă prin eliminarea acestei particularități negative a actualelor ridicătoare cu trei puncte de prindere. Rezultatele obținute de autor au confirmat în totalitatea justețea concluziilor de mai sus, precum și a soluțiilor de rezolvare adoptate ca urmare a acestor concluzii [2].

BIBLIOGRAFIE

[1] *E. Schilling*: Landmaschinen, vol. 1, Ackerschlepper

[2] *L. Neguț*: ,,Studiul unui sistem corect de suspendare a plugurilor purtate și semipurtate, la tractoarele agricole pe roți''.

* * *

CZ 681.3. 001. 13.

C. T. Rotaru

Etape parcurse în activitatea de proiectare a unui sistem PAD

Ing. Constantin T. ROTARU — Întreprinderea de pompe – București
Ing. Alexandru I. CIOBANU — Întreprinderea de pompe – București

Constantin T. Rotaru — A absolvit în anul 1965 Facultatea T.C.M. din cadrul Institutului politehnic — București. În prezent lucrează la Întreprinderea de pompe — București, deținînd funcția de șef serviciu Organizarea producției.

Alexandru I. Ciobanu — Este absolvent al Facultății de metalurgie, secția turnătorie fontă, oțel, și neferoase, promoția 1969. În prezent lucrează la Serviciul organizarea producției din Întreprinderea de pompe — București

A. I. Ciobanu

I. *Întreprinderea — sistem cibernetic*

Prin sistem se înțelege un ansamblu de elemente, principii, reguli, dependente între ele, formînd un tot organizat care pune ordine într-un domeniu de gîndire teoretică sau face ca o activitate practică să se desfășoare potrivit unui anumit program.

Întreprinderea constituie un sistem economic în care informațiile, rezultat al funcționării acestuia, constituie singurul mijloc de interpretare și corelare a activității desfășurate.

În orice sistem există legături între informații și un grad de interdependență între aceste legături, motiv pentru care nu se poate provoca o schimbare fără a-i afecta corespunzător echilibrul.

În esență, conexiunile din structura ierarhic-funcțională a unei întreprinderi fac obiectul a trei subsisteme importante (fig. 1):

a) subsistemul operațional, care asigură îndeplinirea practică a atribuțiilor regulamentare ale fiecărui salariat în parte;

b) subsistemul decizional, care controlează circulația deciziilor în cadrul aceleiași linii de autoritate, pentru toate nivelele afectate;

c) subsistemul informațional, care coordonează transmisia fluxului de date, vital în desfășurarea și controlul activității.

De fluiditatea conexiunilor ce se creează şi se consumă în acest sistem depinde în mare măsură viteza de realizare a ciclului eveniment — informaţie — decizie — informaţie efect, în care subsistemul informaţional fiind parcurs de două ori, rezistenţa sa la circulaţia datelor este hotărîtoare.

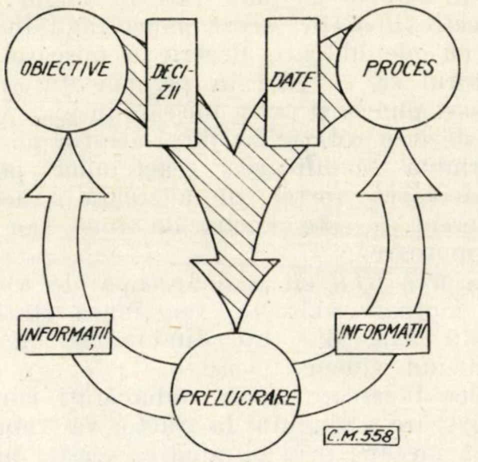


Fig. 1. Corelaţiile subsistemelor operaţional, informaţional, decizional.

Creşterea intensă a productivităţii muncii şi a volumului de produse duce inevitabil la sporirea fluxului informaţional. În condiţiile accelerării circulaţiei informaţiilor,, metodele tradiţionale trebuie recondiţionate şi adaptate noilor cerinţe. Acest deziderat trebuie să conducă în toate cazurile, şi cît mai repede cu putinţă, la raţionalizarea sistemului informaţional al întreprinderilor.

II. *Calculatorul, instrument de lucru în sistemul cibernetic al întreprinderii*

Din cele expuse mai sus putem trage concluzia că, pentru a conduce un sistem cibernetic, trebuie să se dispună de posibilitatea culegerii prompte a datelor rezultate din procesul tehnologic, de prelucrarea lor rapidă şi în special de luarea în timp util a deciziilor.

Asimilînd procesul de conducere unui proces de producţie automatizat, se observă uşor similitudinea fazelor (fig. 2).

În acest context, a conduce înseamnă a organiza sistemul informaţional astfel ca acesta să poată furniza datele necesare :

— în timp util;

— într-o formă accesibilă;

— în suficiente cantităţi şi de bună calitate;

— cu un consum minim de muncă.

Pentru a integra un calculator în fluxul de prelucrare al informaţiilor, acestea trebuie în prealabil pregătite ca formă, conţinut, frecvenţă de apariţie, circuit, durată de existenţă valabilitate, regim de arhivare.

Trebuie spus că maşinile electronice de calcul sînt instrumente cu ajutorul cărora se poate realiza :

— prelucrarea unui volum mare de date;

— obţinerea unei exactităţi maxime;

— viteză mare de lucru,

dar problema ordonării informaţiilor, a rezultatelor pe care dorim să le obţinem trebuie să fie înţeleasă clar, înainte de a adera la un sistem bazat pe calculatoare.

Subliniem faptul că nu prelucrarea automată a datelor trebuie să atragă după sine raţionalizarea sistemului informaţional. Entropia de stare a sistemelor informaţionale tinde în chip firesc spre valori mari, spre creşterea gradului de dezordine, efect ce nu poate fi anihilat decît printr-o permanentă grijă de îmbunătăţire şi simplificare a procedurilor de evidenţă şi control.

Fluxul de informaţii prelucrate, generat de calculator, depăşeşte cu mult amploarea prelucrărilor efectuate cu mijloace manuale. În calea acestui flux de date trebuie pregătite canale bine dimensionate şi corect dirijate, aşa încît rezultatul să fie în mod real o simplificare şi o sporire a eficienţei.

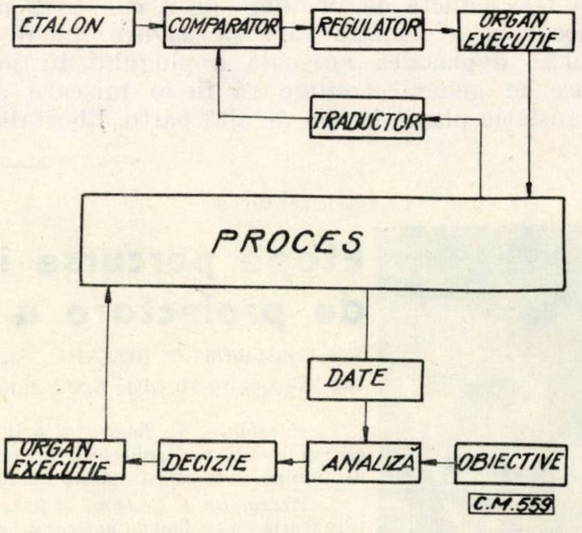


Fig. 2. Fazele proceselor de conducere şi de automatizare.

Din aceste motive, terenul trebuie pregătit meticulos cu mult timp înainte.

În acest sens se va începe cu alegerea domeniilor şi aplicaţiilor

III. *Alegerea domeniilor şi aplicaţiilor*

Pentru aceasta este necesară cunoaşterea ansamblului şi realizarea unui studiu de diagnostic general al activităţii întreprinderii, evidenţiindu-se afecţiunile sistemului, nodurile ce se impun cibernetizate, amploarea şi eficienţa aplicaţiei.

În general, un astfel de studiu trebuie să răspundă următoarelor probleme :

a) ce domenii ale întreprinderilor sînt vizate pentru PAD și eșalonarea reală a priorității de abordare;

b) ce lucrări pregătitoare sînt necesare pentru a se putea utiliza calculatorul;

c) ce resurse de echipament de calcul propriu sau colaborare, forță de muncă de specialitate, presupune;

d) durata în timp a introducerii sistemelor de prelucrare automată a datelor;

e) condițiile generale ale întregii aplicații într-un sistem unitar;

f) costul exact al aplicației și eficiența în comparație cu alte variante posibile.

Studiul trebuie să ofere conducătorilor întreprinderii perspectiva adevăratelor dimensiuni ale campaniei, avantajele și dezavantajele potențiale.

Corelarea în timp a activităților trebuie neapărat să fie controlată printr-un grafic PERT, ce devine program obligatoriu pentru toate echipele ce participă la acțiune. În figura 3 este prezentat PERTul acțiunilor în sistemul de prelucrare automată a datelor la Întreprinderea de pompe — București.

IV. *Elaborarea studiilor privind aplicațiile*

În spiritul programului cuprins în PERTul elaborat la studiul de diagnostic precum și de înlănțuire a aplicațiilor, se va trece la întocmirea studiului detaliat pentru fiecare parte a subsistemelor.

Fiecare dintre aceste studii trebuie să răspundă următoarelor obiective:

— determinarea sistemului și algoritmelor aplicației;

— corelarea conexiunilor noului sistem cu mediul de lucru;

— determinarea posibilității de prelucrare automată a datelor;

— justificarea economică a metodei adoptate;

— elaborarea sistemului PAD și a pachetelor de programe.

Pentru o bună înțelegere a celor de mai sus vom examina fiecare obiectiv.

1. *Sistemul și algoritmele aplicației.* De multe ori modul actual de lucru — ca sistem și algoritme — nu mai este corespunzător, acesta funcționînd în baza rutinei și a unor concepții învechite ce nu sînt modificate din comoditate sau din nereceptivitate la nou.

Se va analiza critic sistemul actual și în baza noilor metode și principii de conducere apărute pe plan mondial, se va propune o politică de urmat în domeniul respectiv; în baza acesteia, se vor determina metodele și algoritmele de lucru.

Se vor detalia:

— prezentarea politicii și metodelor de lucru actuale;

— prezentarea punctelor slabe;

— stabilirea de soluții alternative;

— evaluarea economică a soluțiilor;

— evidențierea modificărilor structurale și de colaborare impuse de soluțiile proiectate;

— opțiunea beneficiarului asupra unei soluții;

— detalierea soluției alese de beneficiar din punct de vedere al metodei și algoritmelor utilizate;

— determinarea mărimilor resurselor.

În această etapă aportul directorului de resort este hotărîtor în alegerea soluției.

2. *Posibilitatea prelucrării automate a datelor* În această etapă a elaborării studiului, aportul specialiștilor în analiza și prelucrarea datelor este primordial. El constă în a analiza, sub aspect informațional, domeniul vizat și în funcție de politica, metodele și algoritmele propuse la punctul 1, să propună tehnica și modul de prelucrare automată a datelor:

— inventarierea tuturor formularelor și stabilirea machetelor de documente;

— stabilirea schemelor de flux informațional, schemelor bloc și organigramelor, pentru situația existentă și pentru situația propusă, corelată cu pachetele de programe standard — de firmă — sau special concepute pentru calculatorul unde întreprinderea va avea acces. Se va căuta utilizarea în cît mai mare măsură a astfel de programe pentru a se economisi munca de programare;

— stabilirea volumului de date și gradul de folosire a acestora, precum și mărimea fișierelor necesare domeniului respectiv, fără a scăpa din vedere obiectivul pe termen lung;

— se vor întocmi specificațiile generale de program, avîndu-se în vedere legătura cu celelalte domenii;

— se va evalua cantitatea de memorie și perifericele necesare, propunîndu-se, dacă este cazul, chiar prelucrarea manuală a datelor pentru diverse activități din domeniul respectiv;

— se va evalua volumul de muncă pentru analiza de sistem, de programare și timp calculator (aproximativ), pentru a se calcula costurile generale de lucrări.

3. *Justificarea din punct de vedere economic a sistemului proiectat.* Întrucît cele expuse mai sus sînt de fapt numai aspecte tehnice, de specialitate a problemei, este necesar de a analiza proiectul și din punct de vedere economic.

Se vor prezenta separat avantajele și dezavantajele sistemului proiectat.

La avantaje se pot menționa atît cele calculabile cît și cele necalculabile direct, dar a căror influență calitativă este importantă.

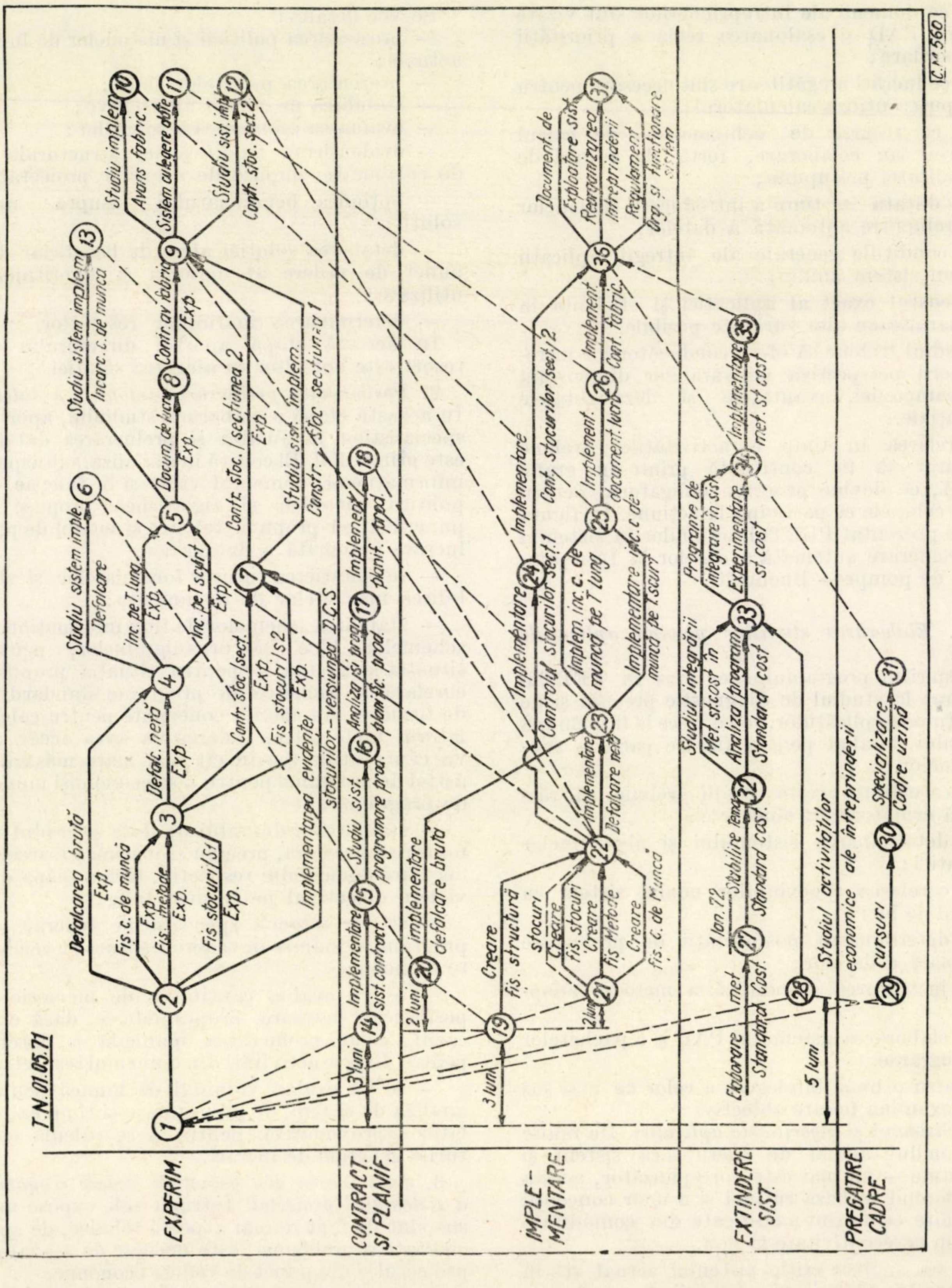

T.N.01.05.71
EXPERIM.
CONTRACT. ŞI PLANIF.
IMPLE-MENTARE
EXTINDERE SIST.
PREGĂTIRE CADRE
C.1.560
Defalcarea brută
Studiu sistem implem.
Avans fabric.
Sistem alegere date
Studiu sist. impl.
Conf. stoc. sect. 2
Incarc. c. de muncă
Contr. av. fabric.
Docum. de lucru
Studiu sistem impl.
Defalcare
Inc. pe T. lung
Inc. pe T. scurt
Defalc. nerd
Fis. c. de muncă
Fis. metode
Fis. stocuri/St
Contr. stoc. sect.
Fis. stocuri/s 2
Implementarea evidenţei stocurilor – varianta D.C.S.
Contr. stoc./ secţiunea 2
Studiu sist. implem.
Constr. stoc. secţiunea 1
Analiza şi progr. planif. prod.
Implement. planif. prod.
Studiu sist. programare prod.
Implementare sist. contract
Implementare defalcare brută
3 luni
2 luni
Creare fis. structură stocuri
Creare fis. stocuri
Creare fis. metode
Creare fis. c. de muncă
Implementare defalcare netă
Implementare controlul stocurilor sect. 1
Implem. inc. c. de muncă pe T. lung
Implementare inc. c. de muncă pe T. scurt
Implement. document. lucru
Cont. stocurilor / sect. 2
Implement. Cont. fabric.
Document. de exploatare sist.
Reorganizarea întreprinderii
Regulament org. şi funcţionare sistem
Elaborare met. Standard Cost
1 Ian. 72
Stabilire met. Standard cost
Studiul integrării met. st. cost în
Analiza program. Standard cost
Programe de integrare în sist.
Experimentare st. cost
Implementare met. st. cost
Studiul activităţilor economice ale întreprinderii
5 luni
cursuri
Specializare cadre uzină
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37

Fig. 3. PERT-ul aplicării sistemului.

În ceea ce priveşte cheltuielile, acestea vor cuprinde atît costurile legate de activităţile pregătitoare cît şi cheltuielile legate de exploatarea propriu-zisă a sistemului.

Tot aici se pot prevedea şi cheltuielile legate de achiziţionarea diferitelor utilaje mai mari sau mai mici, de prelucrare sau colectare a datelor.

Se vor evidenţia perioadele în care echipamentele nu vor avea asigurată încărcarea necesară.

Asupra acestei etape se va concentra o mare atenţie, în special în fixarea tipului de echipament de calcul, ceea ce duce la o cheltuială importantă pentru uzină.

4. *Sistemul de prelucrare automată a datelor pe calculator şi elaborarea programelor.* Funcţie de cele prevăzute la punctul 2 în ceea ce priveşte sistemul, formatele de intrare şi ieşire specificate, analiştii şi programatorii vor proiecta sistemul de prelucrare a datelor şi programele necesare.

În această etapă se vor realiza:

— detalierea specificaţiilor de sistem PAD;

— programele pentru calculator;

— indicaţii asupra lucrărilor de birou asociate;

— instrucţiunile de operare şi colaborare cu centrul de calcul.

Aceasta este o etapă în care lucrează cei de strictă specialitate — analişti de sisteme şi programatori — în colaborare cu centrul de calcul unde urmează să fie prelucrate datele.

5. *Funcţionarea sistemului în cadrul mediului de lucru proiectat.* În acest capitol se va trata în amănunt modul de funcţionare al sistemului nou proiectat, ţinîndu-se cont de cele stabilite la punctul 4. Studiul, în acest capitol, va cuprinde :

— stabilirea şi detalierea activităţilor necesare funcţionării sistemului ;

— stabilirea termenelor de predare şi primire a lucrărilor şi a legăturilor de colaborare cu celelalte compartimente;

— elaborarea instrucţiunilor de lucru, de modificări, de scriere a formularelor, de interpretare etc.;

— stabilirea atribuţiilor şi responsabilităţilor fiecărui salariat implicat în sistem;

— instrucţiuni pentru completarea sistemului ;

— probleme legate de calificarea personalului.

Contribuţia şi autoritatea directorului de resort în elaborarea acestui capitol sînt absolut necesare. Aici se vor stabili dificultăţile şi în special, influenţa oamenilor asupra sistemului. Dificultăţile legate de păstrarea unei stricte discipline în folosirea sistemului au fost întotdeauna punctele slabe ale multor aplicaţii. A prevedea de la început aceste posibilităţi şi a orienta în aşa fel sistemul încît aceste dificultăţi să fie minime, este rolul analistului şi al directorului de resort.

V. *Probleme legate de execuţie şi reuşită*

Trecerea în execuţie a aplicaţiilor proiectate este întotdeauna etapa cea mai dificilă. În acest moment începe confruntarea ideilor teoretice, care au stat la baza proiectului, cu realitatea.

Este indicat ca aplicaţia să fie urmărită în execuţie de directorul general, care este unicul responsabil al întregului sistem pe întreprindere şi ea să fie sprijinită prin deciziile acestuia.

Greutăţile ce în mod curent survin la execuţia unei aplicaţii sînt :

— neînţelegerea corectă a sistemului de către executanţi, situaţie în care aceştia participă cu iniţiative proprii, nestudiate iniţial;

— obişnuinţa de a lucra după vechiul sistem şi de a considera disciplina şi obligativitatea respectării riguroase a acesteia ca benevole;

— ,,factorul om'' este pus pentru prima dată în contact cu un ,,sistem'', cu un calculator care răspunde numai cum a fost programat;

— necesitatea de a exista o planificare riguroasă şi un control permanent pînă ce aplicaţia devine ea însăşi rutină;

— existenţa unei presiuni din partea conducerii, pentru a se obţine rezultate imediate şi spectaculoase;

— lipsa unei pregătiri corespunzătoare, la toate nivelele, în ceea ce priveşte cerinţele unui sistem de PAD şi limbajul acestuia.

VI. *Considerente generale privind reuşita unei asemenea acţiuni*

Din experienţa pe care o avem, precum şi din experienţa altor întreprinderi, de reuşită se bucură cei care :

— au avut un stimul iniţial din partea conducerii, care şi-a asumat întreaga răspundere a proiectului în toate etapele sale :

— au avut în vedere deficienţele introducerii prelucrării automate a datelor asupra politicii pe termen lung a întreprinderii, chiar dacă s-a început cu aplicaţii izolate;

— au adoptat un sistem în etape, dar fiecare etapă a fost legată la obiectivul pe termen lung ce prevedea integrarea acestora într-un sistem unitar;

— au utilizat echipe de lucru combinate, între personalul uzinei, calificat special în acest scop, şi personal din afara uzinei, de înaltă calificare — experţi;

— nu s-a considerat că, întotdeauna şi în orice lucrare, calculatorul este singura soluţie;

— nu au considerat echipa internă de lucru din uzină ca responsabilă de execuţia aplicaţiei, ci numai de modul cum a fost proiectat sistemul;

— au aplicat sistemul — în întregime, fără concesii — aşa cum a fost proiectat, conducerea de resort investind toată autoritatea în aceasta şi cu toată fermitatea. Aici nu este posibilă existenţa unor decizii aplicate parţial;

— au existat comisii de coordonare a întregii lucrări, completate eventual cu experţi din afară, ce au avizat fiecare etapă şi au efectuat un control riguros asupra nerespectării termenelor, lucrărilor şi deciziilor;

— au avut un grafic (PERT) şi un studiu de ansamblu pentru perspectiva pe termen lung a lucrării de prelucrare automată a datelor, pe care le-au respectat întocmai fără a încerca suprimarea unei etape ;

— au găsit echilibrul între dorinţa unora de a trece totul cît mai repede prin calculator, cu rezultate cît mai spectaculoase, şi teama altora de a li se diminua importanţa proprie în angrenajul întreprinderii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Maynard, H. B.* Handbook of business administration. Academy of management Haward—winning book, 1969.

[2] *Elmaghraby, S.E.* The design of production systems. Reinhold publishing corporation, 1969.

[3] *Pescaru, V.* Obiectivele concepţiei şi realizării sistemelor informatice economice. În: Studii şi cercetări de calcul economic şi cibernetică economică, nr. 3, 1972, p. 7—19.

◆

CZ 631.3–112–57

Asupra pornirii agregatului de transport cu dispozitiv de cuplare elasto-amortizor convenţional

Mircea SOARE — Institutul politehnic – Bucureşti
Dumitru MARINCAŞ — Institutul politehnic – Bucureşti

În cadrul mijloacelor tehnice de transport rutier folosite în diferite sectoare de activitate ale economiei naţionale un loc important îl ocupă agregatele de transport formate de tractorul universal cu diferite tipuri de remorci.

Studiile experimentale efectuate cu agregate de transport cu dispozitiv de cuplare rigid (DCR) au arătat că, în timpul desfăşurării regimurilor tranzitorii (pornire şi accelerare, frînare, viraj şi deplasare pe drumuri accidentate), apar solicitări dinamice intense atît în elementul de legătură cu sau fără joc, cît şi în organele componente ale transmisiei tractorului.

Încercările efectuate [3], [4] de înlocuire a DCR cu dispozitive de cuplare elastice (DCE) sau dispozitive de cuplare elastoamortizoare (DCEA) au dat rezultate încurajatoare atît în ceea ce priveşte posibilitatea atenuării smuciturilor longitudinale şi a micşorării sarcinilor dinamice care apar în perioadele tranzitorii de funcţionare a agregatului cît şi în legătură cu micşorarea duratei perioadei de pornire şi accelerare însoţite de mărirea valorii vitezei unghiulare minime a arborelui cotit al motorului.

Determinarea soluţiei optime a dispozitivului de cuplare (DC) care să permită îmbunătăţirea eficientă a indicilor de exploatare ai agregatului tractor-remorcă implică continuarea şi aprofundarea studiilor teoretice şi experimentale efectuate asupra modelelor topice de DC.

Lucrarea de faţă îşi propune să analizeze dependenţa parametrilor mişcării oscilatorii pasive a elementelor componente ale agregatului tractor—remorcă, de parametrii caracteristici ai agregatului.

Se consideră, pentru studiu, DCEA alcătuit dintr-un arc elicoidal, de rigiditate k, kgf/m, în paralel cu un amortizor hidraulic telescopic, simetric, cu dublă acţiune, avînd constanta de amortizare c, kgfs/m.

Acest DCEA (denumit convenţional) poate servi ca model mecanic şi pentru studiul celorlalte cazuri mai simple de DC şi anume al DCE sau al DCR. În cazul DCE, rigiditatea $k \neq 0$ şi constanta de amortizare $c=0$. În cazul DCR, $k=0$ şi $c=0$.

Ipotezele simplificatoare acceptate în lucrare sînt următoarele: coeficienţii de rezistenţă, statici (f_{st}) la pornirea de pe loc a tractorului şi remorcii sînt egali; coeficienţii de rezistenţa dinamicii la rulajul tractorului şi remorcii după pornirea de pe loc se consideră egali ($f_{tr}=f_r$); forţa de rezistenţă la amortizarea oscilaţiilor longitudinale ale elementelor componente ale agregatului este direct proporţională cu viteza relativă a elementelor sistemului mobil studiat; momentul de frecare al ambreiajului M_a creşte liniar cu timpul din momentul $t=0$, cînd se dă drumul pedalei ambreiajului, pînă în momentul $t=t_a$, cînd se încheie procesul de ambreiere.

Perioada de pornire a agregatului se împarte, în scopul raţionalizării metodei de studiu în cîteva etape distincte prezentate în lucrarea [1]. Se menţionează încă două momente importante pentru analiza efectuată şi anume: $t=t_{1x}$ este momentul în care coeficientul de rezistenţă la rulare a tractorului, după pornirea de pe loc, devine egal cu f_{fr}; $t=t_{2x}$ momentul în care coeficientul de rezistenţă la rulare a remorcii devine egal cu f_r.

În intervalele $t \in [t_1, t_{1x}]$ şi $t \in [t_2. t_{2x}]$ coeficienţii de rezistenţă variază liniar conform relaţiilor:

$$f_{tr} = f_{st}\,[1 - a_0\,(t - t_1)],$$
$$f_{tr} = f_{st}\,[1 - b_o\,(t - t_2)],$$

în care a_0 şi b_0 sînt pantele dreptelor respective.

În figura 1 este reprezentat agregatul de transport considerat, forţele exterioare şi de legătură care acţionează asupra elementelor lui, precum şi sistemul de referinţă pentru studiul deplasării tractorului şi remorcii. În figura 2 este reprezentat DCEA convenţional şi forţele care acţionează asupra lui în perioada tranzitorie analizată.

În figurile 1 şi 2 au fost utilizate notaţiile :

G_r — greutatea de exploatare a remorcii, kgf ;

G_{tr} — greutatea de exploatare a tractorului — kgf ;

M_m — momentul cuplului motor la roţile motoare ale tractorului, mkgf ;

F_t — forţa tangenţială de tracţiune a tractorului, kgf ;

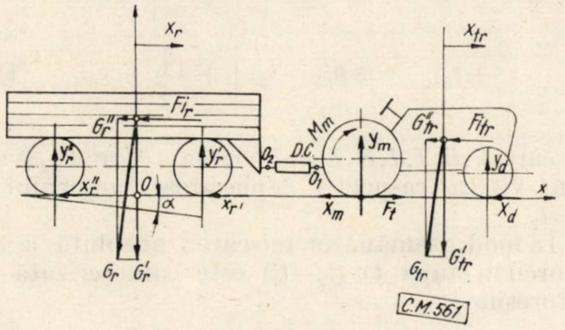


Fig. 1

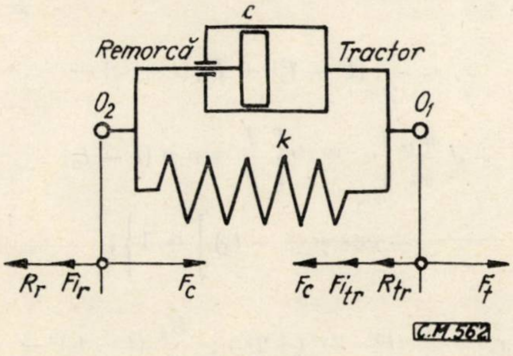


Fig. 2

X_d, X_m, X_r', X_r'' — componentele pe direcţia liniei de cea mai mare pantă (l.c.m.m.p.) ale forţelor de rezistenţă la rularea tractorului şi a remorcii kgf ;

Y_d, Y_m, Y_r', Y_r'' — componentele perpendiculare pe direcţia l.c.m.m.p. aferente, kgf ;

Fi_{tr}, Fi_r — forţele de inerţie în mişcarea de translaţie a tractorului şi a remorcii, kgf ;

x_{tr}, x_r — deplasările absolute ale tractorului şi remorcii pe direcţia l.c.m.m.p.

DC se consideră paralel cu direcţia de deplasare a sistemului studiat, iar agregatul se deplasează în palier.

Conform celor prezentate în lucrarea [3] se poate scrie că :

$$F_t = \lambda \cdot t,$$

unde λ este factorul de cuplare al ambreiajului, kgf/s.

Relaţia de calcul al factorului de cuplare este :

$$\lambda = \frac{\beta p \cdot M_n \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_m \cdot t_a}$$

în care :

β este coeficientul de siguranţă al ambreiajului principal al tractorului ;

M_n — momentul nominal la arborele cotit al motorului, mkgf ;

i_{tr} — raportul total de transmitere al transmisiei tractorului

η_{tr} — randamentul mecanic al transmisiei tractorului ;

r_m — raza dinamică a roţilor motoare ale tractorului ;

t_a — durata cuplării ambreiajului.

În cazul DCEA ecuaţia diferenţială a mişcării tractorului în etapa $t \in [t_1, t_2]$ este :

$$\ddot{x}_{tr} = \lambda \cdot t - \frac{c}{m_{tr}}\dot{x}_{tr} - \frac{k}{m_{tr}}x_{tr} - R_{tr}, \qquad (1)$$

în care R_{tr} reprezintă forţa de rezistenţă la rulare a tractorului. În intervalul $t \in [t_1, t_{1x}]$ se acceptă legea de variaţie a acestei forţe corespunzătoare variaţiei liniare a coeficientului de rezistenţă la rulare a tractorului, iar în continuare se va accepta $R_{tr} = f_d \cdot g \cdot m_{tr}$.

Integrînd ecuaţia acceleraţiei tractorului şi avînd în vedere condiţiile iniţiale ($t=t_1$, $\dot{x}_{tr}=0$, iar $x_{tr}=0$), se obţin expresiile vitezei şi spaţiului parcurs în intervalul considerat sub forma :

$$\dot{x}_{tr} = A' + e^{-n_0(t-t_1)}\,[C' \sin p_0 (t - t_1) - $$
$$- A' \cos\, p_0 (t - t_1) \qquad (2)$$

$$x_{tr} = A' t + B' - \mathrm{e}^{-n_0(t-t_1)}\,[A'' \sin p_0 (t - $$
$$- t_1) + B'' \cos p_0\, (t - t_1). \qquad (3)$$

În expresiile (2) şi (3), A', B', A'' şi B'' sînt constante de integrare, iar n_0 şi p_0 sînt factorul de amortizare al oscilaţiilor şi pseudopulsaţia oscilaţiilor forţate cu amortizare. Relaţia de dependenţă dintre pseudopulsaţia p_0 şi pulsaţia unghiulară proprie ω_0 a sistemului studiat se poate exprima, în cazul acceptat $c < c_{cr}$, astfel :

$$p_0 = \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{c}{c_{cr}}\right)^2}.$$

Introducînd expresia factorului de amortizare vîscoasă, $n_0 = \dfrac{c}{2m_{tr}}$, pseudopulsaţia p_0 se poate exprima sub forma :

$$p_0 = \sqrt{\omega_0^2 - n_0^2}.$$

Forţa la cîrligul tractorului se calculează cu relaţia :

$$F_c = c\dot{x}_{tr} + kx_{tr}. \qquad (4)$$

Expresiile (1), (2), (3), (4), sînt valabile în ambele intervale ale etapei t_1—t_2, cu menţiunea că în intervalul t_{1x}—t_2 se vor modifica constantele de integrare.

Studiul deplasării relative x a celor două mobile ale agregatului de transport în etapa $t \in [t_2 - t_a]$ se face pornind de la ecuaţia diferenţială :

$$\ddot{x} = \left(\frac{\lambda}{m_{tr}} - b\right)t - \frac{F_c}{m_e} + (f_{st} - f_d)\,g + bt_2, \qquad (5)$$

în care:

m_e este masa echivalentă a sistemului mobil tractor—remorcă, $m_e = \dfrac{m_{tr} \cdot m_r}{m_{tr} + m_r}$;

$$F_c = c\dot{x} + kx\,;$$

$$x = x_{tr} - \dot{x}_r\,;$$

$$\dot{x} = \dot{x}_{tr} - \dot{x}_r\,;$$

$$\overset{''}{x} = \overset{''}{x}_{tr} - \overset{''}{x}_r\,;$$

$$b = f_{st} \cdot g \cdot b_0.$$

Viteza şi deplasarea relativă se calculează cu relaţiile :

$$\dot{x} = A - \mathrm{e}^{-n(t-t_2)}\left\{\left[\frac{C\,(n^2 + p^2) + D \cdot n}{p}\right]\sin p\,(t - t_2) - D\cos p\,(t - t_2)\right\} \qquad (6)$$

$$x = At + B + \mathrm{e}^{-n(t-t_2)}\left[\frac{c_n + D}{p}\sin p\,(t - t_2) + C\cos p\,(t - t_2)\right]. \qquad (7)$$

În relaţiile precedente A,B,C şi D sînt constante de integrare, iar n şi p reprezintă factorul de amortizare al oscilaţiilor şi, respectiv, pseudopulsaţia oscilaţiilor forţate cu amortizare şi pot fi calculate, corespunzător perioadei considerate, cu relaţiile :

$$n = \frac{c}{2m_e}\,;$$

$$p = \sqrt{\omega^2 - n^2}.$$

Mişcarea absolută a tractorului în perioada considerată este determinată de ecuaţiile :

$$\ddot{x}_{tr} = \frac{\lambda}{m_{tr}}\,t - \frac{F_c}{m_{tr}} - f_d \cdot g, \qquad (8)$$

$$\dot{x}_{tr} = \frac{G}{2}(t^2 - t_2^2) - H\,(t - t_2) - J\left\{\mathrm{e}^{-n(t-t_2)}\left[\frac{I}{j} \cdot \sin p\,(t - t_2) - \cos p\,(t - t_2)\right] + 1\right\} + \dot{x}_{tr2}\,; \qquad (9)$$

$$x_{tr} = \frac{G}{6}(t^3 - 3t_2^2 t + 2t_2^3) - \frac{H}{2}(t - t_2)^2 - J\,(t - t_2) + \dot{x}t_{r2}\,(t - t_2) + L\left\{\mathrm{e}^{-n(t-t_e)}\left[\frac{K}{L}\sin p\,(t - t_2) - \cos p(t - t_2)\right] + 1\right\} + x_{tr2}, \qquad (10)$$

în care G,H,I,J,K,L sînt constante, iar $\dot{x}_{tr2}$ şi x_{tr2} sînt viteza, respectiv deplasarea tractorului la $t = t_2$.

În mod asemănător mişcarea absolută a remorcii în etapa $t \in (t_2 - t_a)$ este caracterizată de expresiile :

$$\ddot{x}_r = \frac{F_c}{m_r} - f_{st} \cdot g\,[1 - b_0\,(t - t_2)], \qquad (11)$$

$$\dot{x}_r = \frac{A_0}{2}(t^2 - t_2^2) + B_0(t - t_2) + J\frac{m_{tr}}{m_r}\left\{\mathrm{e}^{-n(t-t_2)}\left[\frac{I}{J}\sin p\,(t - t_2) - \cos p\,(t - t_2)\right] + 1\right\}; \qquad (12)$$

$$x_r = \frac{A_0}{6}(t^3 - 3t_3^2 t + 2t_2^3) + \frac{B_0}{2}(t - t_2)^2 - L\frac{m_{tr}}{m_r}\left\{\mathrm{e}^{-n(t-t_2)}\left[\frac{K}{L}\sin p\,(t - t_2) - \cos p\,(t - t_2)\right] + 1\right\} + J\frac{m_{tr}}{m_r}(t - t_2)\,\cdot \qquad (13)$$

În relaţiile de calcul al parametrilor caracteristici ai mişcării oscilatorii a remorcii în etapa $t \in (t_2, t_a)$ au fost utilizate notaţiile A_0 şi B_0 pentru simplificarea scrierii unor termeni constanţi.

Ecuaţiile (5)—(13) au fost stabilite în ipoteza variaţiei liniare a forţei de rezistenţă la rulare a remorcii corespunzător intervalului t_2—t_{2x} din etapa $t \in (t_2, t_a)$. În intervalul t_{2x}—t_a din cadrul aceleiaşi etape, se vor considera experesiile forţelor dinamice de rezistenţă la rulare, adică $\boldsymbol{R}_{tr} = f_d \cdot g \cdot m_{tr}$ şi $\boldsymbol{R}_r = f_d \cdot g \cdot m_r$. Avînd în vedere egalitatea $\dfrac{R_{tr}}{m_{tr}} = \dfrac{R_r}{m_r}$, ecuaţia diferenţială a mişcării relative a mobilelor din agregatul considerat va avea expresia:

$$\ddot{x} = \frac{\lambda}{m_{tr}} t - \frac{F_c}{m_e}. \quad (14)$$

Forma expresiilor ce se obțin în intervalul $t_{2x}-t_a$, atît pentru mișcarea relativă cît și pentru cea absolută este identică cu cea din relațiile (5)—(13), cu mențiunea că vor trebui reconsiderate constantele de integrare.

Acceptînd că egalizarea vitezei unghiulare a arborelui cotit al motorului cu cea a arborelui ambreiajului principal se produce în momentul $t=t_3$ și că $t_3>t_a$, se impune studiul cinematicii elementelor și în perioada $t \in (t_a,t_3)$.

Trebuie avut în vedere că, în această etapă, momentul de frecare al ambreiajului tractorului atinge valoarea sa maximă βM_n, deci forța tangențială de tracțiune are valoarea maximă corespunzătoare treptei de viteză în care este cuplată cutia de viteze a tractorului. Ecuația diferențială (14) devine:

$$\ddot{x} = \frac{\lambda}{m_{tr}} t_a - \frac{F_c}{m_e}. \quad (15)$$

Este evident faptul că, în condițiile reale de demaraj, nu trebuie omisă influența condițiilor de aderență în care are loc pornirea și apoi accelerarea agregatului.

Forța tangențială maximă de tracțiune se poate calcula, în cazul tracțiunii la puntea posterioară a tractorului, cu relația aproximativă:

$$Ft_{max} = \varphi \cdot \frac{m_{tr} \cdot g \cdot (L-a_1)}{L - \varphi \cdot r_m},$$

în care:

φ este coeficientul de aderență al sistemului de propulsie la calea de rulare;

L — ampatamentul tractorului;

a_1 — distanța de la axa roților motoare posterioare ale tractorului pînă la suportul componentei verticale a greutății tractorului, măsurată în planul longitudinal.

În cazul tractorului cu tracțiune integrală, forța tangențială maximă de tracțiune, din condiția de aderență, are expresia:

$$Ft_{max} = \varphi \cdot m_{tr} \cdot g.$$

Din cele prezentate anterior rezultă că ecuația (15) ia forma:

$$\ddot{x} = \frac{Ft_{max}}{m_{tr}} - \frac{F_c}{m_e}. \quad (16)$$

Factorul de cuplare maxim admis din condiția de aderență cu calea de rulare este:

$$\lambda_{max} = \frac{Ft_{max}}{t_a}.$$

Se poate deci afirma că factorul de cuplare determinat din condiția de aderență cu solul este funcție de ritmul de cuplare a ambreiajului t_a, de φ și m_{tr}.

Se poate deci afirma că factorul de cuplare determinat din condiția de aderență cu solul este funcție de ritmul de cuplare a ambreiajului t_a, de φ și m.

Relațiile (1)—(16) obținute în cazul utilizării DCEA pot fi particularizate. Dacă $c=0$, se obțin ecuațiile caracteristice mișcării agregatului de transport cu DCE. În mod asemănător, dacă $c=0$ și $k=0$, se vor obține expresiile corespunzătoare deplasării absolute și relative a elementelor cuplate prin DCR.

În studiul care se efectuează interesează și viteza unghiulară ω_{tr} și, respectiv, accelerația unghiulară ε_{tr} a arborelui primar al transmisiei tractorului. Relațiile de calcul al acestor mărimi sînt:

$$\omega_{tr} = \frac{i_{tr}}{r_m} \cdot \dot{x}_{tr},$$

$$\varepsilon_{tr} = \frac{i_{tr}}{r_m} \cdot \ddot{x}_{tr}.$$

Reducînd viteza absolută și accelerația absolută a remorcii la același arbore primar al transmisiei, se poate scrie că:

$$\omega_r = \frac{i_{tr}}{r_m} \cdot \dot{x}_r,$$

$$\varepsilon_r = \frac{i_{tr}}{r_m} \cdot \ddot{x}_r.$$

Ecuațiile de mișcare stabilite anterior sînt valabile pentru orice tip de agregat de transport format dintr-un autovehicul tractor, cu tracțiune totală sau parțială, și o remorcă pasivă care se deplasează în regimul tranzitoriu de demaraj sau frînare. În cazul frînării trebuie reconsiderate semnele termenilor afectați de forța tangențială F_t.

Se consideră agregatul format din tractorul universal U-650 și remorca RBL-4 avînd datele de calcul prezentate în lucrarea [2].

Durata etapei pornirii tractorului, măsurată din momentul $t=0$ (începutul cuplării ambreiajului principal), se determină cu relația:

$$t_1 = \frac{M_r\,(t=t_1)}{\beta\cdot M_n}\,t_a, \qquad (17)$$

în care:

$$M_r\,(t=t_1) = \frac{f_{st}\cdot G_{tr}}{i_{tr}\cdot \eta_{tr}}\cdot r_m.$$

Relația (17) este valabilă pentru toate cazurile în care pornirea tractorului se realizează înaintea pornirii remorcii.

Înlocuind valorile: $f_{st}=0{,}18$; $G_{tr}=3500$ kgf; $r_m=0{,}735$ m; $i_{tr}=58{,}06$; $\eta_{tr}=0{,}9$, rezultă $M_{r(t=t_1)}=8{,}85$ mkgf. Dacă se acceptă $\beta=2$; $M_n=25{,}8$ mkgf și $t=1{,}5$ s (ritm mediu de cuplare), se obține $t_1=0{,}257$ s. Durata etapei a doua $t\in[t_1, t_2]$ se determină din condiția ca forța la cîrlig să fie egală cu rezistența la pornire a remorcii în momentul $t=t_2$ a cărei valoare este $=1\,104$ kgf. Durata etapei $t\,(t_2, t_3)$ se calculează cu ajutorul relației recomandate în lucrarea [2]. Parametrii caracteristici ai DCEA se adoptă pe baza [2]: $k=15\,000$ mkgf, $c=300$ kgf s/m.

Ecuațiile caracteristice mișcării elementelor agregatului de transport pentru perioada de pornire a agregatului $t\in[t_1, t_3]$ au fost programate pe un calculator numeric și rezultatele calculelor efectuate au fost apoi reprezentate în diagramele din figura 3. În figura 3 forța din DC, F_c, nu ține seamă de influența condițiilor de aderență cu solul a roților motoare ale tractorului.

În concluzie, perioada de pornire a agregatului de transport prevăzut cu DCEA convențional se caracterizează prin variația parametrilor mișcării și a interacțiunii dinamice a elementelor agregatului după legi specifice sistemelor oscilante cu amortizarea vîscoasă supuse unei forțe perturbatoare $F(t)$. Se impune deci cu necesitate determinarea valorilor optime ale constantelor c și k, pentru care se obțin solicitări dinamice (F_c) minime în DC, valori cît mai mari ale rezervei de energie cinetică a motorului și condiții de ergonomicitate corespunzătoare.

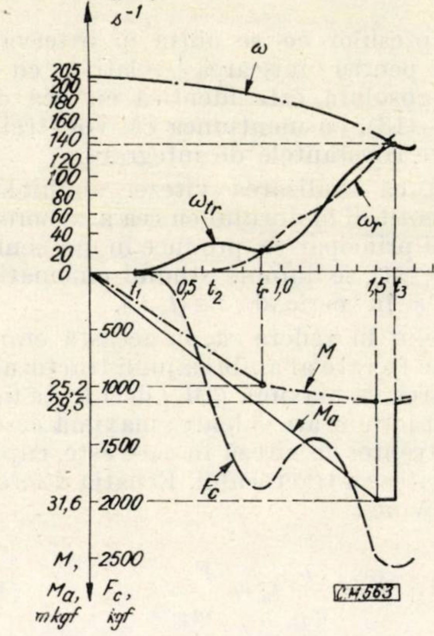


Fig. 3

BIBLIOGRAFIE

[1] *Soare, M., Marincaș, D.* Contribuții la studiul dinamicii agregatului tractor-remorcă. Sesiunea științifică a Institutului politehnic — București, 29 — 31 mai 1969.

[2] *Marincaș, D.* Studiul teoretic al influenței dispozitivului de cuplare a remorcii asupra rezervei de energie cinetică a motorului, tractorului. În: Construcția de Mașini, nr. 10, 1972.

[3] *Gnevcovski, V. G.* Isledovanie proțesa razgona tractornavo poezda s uprugoi sviazi, v stepke. În: Mehanizația i electrificația soțialisticescovo seliscovo hoziaistva, nr. 4, 1968.

[4] *Zuhn, W.* Versuche zur Ermittlung der dynamischen Beanspruchung, În: Deutsche Kraftfahrtforschung, nr. 92, 1956.

CZ 621.86.065.001.5

Analiza oscilațiilor cablurilor purtătoare prin metode energetice și variaționale

Conf. dr. ing. Vasile TĂRĂBOI — director Institutul național de informare și documentare științifică și tehnică

Se consideră cablul purtător asimilat cu un fir greu perfect flexibil, cu săgeți mici, care, sub acțiunea unei sarcini statice verticale oarecare, ia forma curbei funiculare.

Pentru cele dezvoltate în continuare este esențial să se sublinieze că firul este considerat inextensibil.

În ipotezele menționate mai sus, energia potențială a sarcinilor exterioare este U, dată, conform cu figura 1, de relația:

$$U = \int_0^l q_1(x)\,y(x)\,\mathrm{d}x \qquad (1)$$

Pe de altă parte, curba funiculară trebuie să respecte condiția ca lungimea firului să aibă o anumită valoare prescrisă (firul fiind considerat inextensibil):

$$\int \mathrm{d}L_0 = L_0 = \text{const.}$$

Poziția de echilibru va fi atunci soluția problemei variaționale:

$$\delta U = 0, \qquad \int \mathrm{d}L_0 = \text{const.}$$

sau dacă se aplică metoda multiplicatorilor lui Lagrange și se ține seamă că:

$$\mathrm{d}L_0 = \sqrt{1 + y'^2}\,\mathrm{d}x,$$

se obține:

$$\delta \int_0^l (q_1 y + \lambda\sqrt{1 + y'^2})\,\mathrm{d}x = 0 \qquad (2)$$

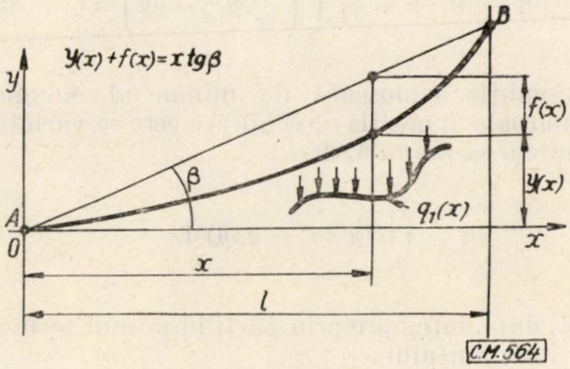


Fig. 1

Avînd în vedere că prin ipoteză $|f'(x)| \ll 1$, este comod să se înlocuiască funcțiile $y(x)$ și $y'(x)$ prin $f(x)$ și $f'(x)$ și anume:

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\beta - f,$$

$$y' = \mathrm{tg}\,\beta - f',$$

iar ecuația (2) devine:

$$\delta \int_0^l (q, x\mathrm{tg}\,\beta - q_1 f + \lambda\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta + f'^2 - 2\mathrm{tg}\,\beta f'})\mathrm{d}x = 0$$

Funcționala aceasta variază printr-o deplasare virtuală $\delta f(x)$ pentru care $\delta f(0) = \delta f(l) = 0$, iar prima ei variație trebuie să fie nulă.

În baza ipotezei $|f'| << 1$ se poate scrie:

$$\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta + f_2' - 2\mathrm{tg}\,\beta f'} =$$

$$= \frac{1}{\cos\beta}\sqrt{1 + 1f'^2\ \cos^2\beta - f'\sin 2\beta} \cong$$

$$\cong \frac{1}{\cos\beta}\left(1 + \frac{1}{2}f'^2\cos^2\beta - \frac{1}{2}f'\sin 2\beta\right).$$

Pe de altă parte:

$$\int_0^l f'\mathrm{d}x = f(l) - f(0) = 0,$$

iar termenii care nu conțin funcțiile $f(x)$ și $f'(x)$ dispar, prin variație, așa că:

$$\delta \int_0^l \left(\lambda\cos\beta\frac{f'^2}{2} - q_1 f\right)\mathrm{d}x = 0 \qquad (3)$$

sau:

$$\int^l [-q_1(x)\,\delta f(x) + \lambda\cos\beta f'(x)\,\delta f'(x)]\,\mathrm{d}x = 0,$$

deoarece:

$$\delta\left(\frac{f'^2}{2}\right) - \frac{1}{2}\,2f'\beta f' = f'\delta f'.$$

În sfîrșit, integrînd prin părți:

$$\int_0^l f'\delta f'\mathrm{d}x = f'\delta f\Big|_0^l - \int_0^l f''\delta f\mathrm{d}x = -\int_0^l f''\delta f\mathrm{d}x,$$

deoarece:

$$\delta f(l) = \delta f(0) = 0,$$

așa încît:

$$\int_0^l (\lambda\cos\beta f'' + q_1)\delta f(x)\mathrm{d}x = 0$$

Dar, cum ultima egalitate are loc pentru orice $\delta f(x)$, se obține în baza lemei fundamentale a calculului variațional:

$$\lambda\cos\beta f'(x) = q_1(x), \qquad (4)$$

care este ecuația diferențială a curbei funiculare.

În ecuația (4) $\lambda\cos\beta$ este o constantă încă nedeterminată. Pentru a i se găsi semnificația fizică, se poate integra relația (4) între 0 și x, $0 \ll x \ll l$, obținîndu-se:

$$\lambda\cos\beta\,[f'(x) - f'(0)] = \int_0^x q_1(\xi)\mathrm{d}\xi$$

sau, dacă se revine la funcția $y(x)$:

$$\lambda\cos\beta\,[y'(0) - y'(x)] = -\int_0^x q_1(\xi)\mathrm{d}\xi$$

și deci:

$$\lambda\cos\beta\,(\mathrm{tg}\,\alpha_0 - \mathrm{tg}\,\alpha) = -V_x \qquad (5)$$

unde V_x este rezultanta sarcinii exterioare aplicate pe intervalul $(0,x)$.

Din figura 2 rezultă, pe de altă parte, condiţia de echilibru a porţiunii de fir $(0,x)$:

$$H\,\mathrm{tg}\,\alpha - H\,\mathrm{tg}\,\alpha_0 = V_x \tag{6}$$

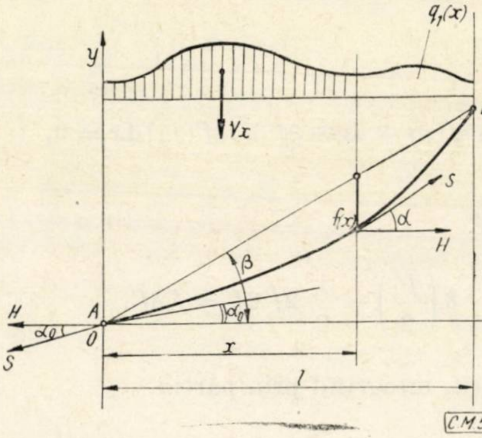


Fig. 2

Dacă se compară acum ecuaţiile (5) şi (6) rezultă imediat :

$$H = \lambda \cos\beta = \text{const.},$$

aşa că ecuaţia (4) devine :

$$Hf'' = -q_1(x), \tag{7}$$

regăsindu-se astfel ecuaţia diferenţială a curbei funiculare. Dacă sarcina verticală este însăşi greutatea proprie a firului, se poate pune cu suficientă aproximaţie $q_1 \cong \dfrac{q}{\cos\beta}$, unde q este greutatea pe unitatea de lungime a firului.

Este interesant de remarcat, pe de altă parte, că la aceeaşi ecuaţie diferenţială se ajunge şi în ipoteza că firul este elastic (deci, extensibil), că are deformaţii mici, iar în stare neîncărcată este rectiliniu, fiind pretensionat cu o tensiune H.

Într-adevăr, dacă se consideră cazul particular dar uzual al macaralelor funicular, al reazemelor dispuse la acelaşi nivel (fig. 3), şi dacă se admite că în trecerea de la forma de echilibru rectilinie (I) la cea curbilinie(II) tensiunea H nu variază, rezultă că energia potenţială de deformaţie W este dată de relaţia :

$$W = \iiint \sigma\varepsilon\,\mathrm{d}V = \frac{H}{\Omega}\iiint \varepsilon\,\mathrm{d}V = H\int_0^l \varepsilon\,\mathrm{d}x =$$

$$= \int_0^l \frac{\mathrm{d}L_0 - \mathrm{d}x}{\mathrm{d}x}\,dx = H\int_0^l \left(\sqrt{1+y'^2} - 1\right)\mathrm{d}x \cong$$

$$\cong \frac{H}{2}\int_0^l y'\,\mathrm{d}x, \tag{8}$$

în timp ce energia potenţială a forţelor exterioare este :

$$U = -\int_0^l q(x)\,y(x)\,\mathrm{d}x,$$

aşa încît energia potenţială totală π este :

$$\pi = W + U = \int_0^l \left(\frac{H}{2}y'^2 - qy\right)\mathrm{d}x. \tag{9}$$

Condiţia cunoscută de minim al energiei potenţiale în poziţia de echilibru cere ca variaţia acesteia să fie nulă, deci :

$$\delta\pi = \int_0^l (Hy'\delta y' - q\delta y)\,\mathrm{d}x = 0$$

sau, după integrare prin părţi în primul termen al integrantului :

$$\int_0^l (Hy'' + q)\,\delta y\,\mathrm{d}x = 0,$$

deci, cum $\delta y(x)$ este arbitrar :

$$Hy'' = -q(x), \tag{10}$$

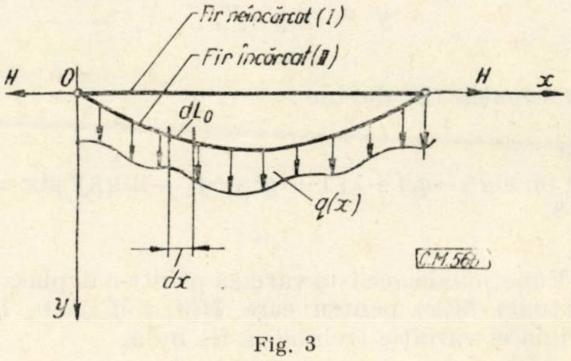


Fig. 3

ecuaţie care coincide cu (7) cînd $\beta = 0$, $f(x) \equiv y(x)$, iar $q_1(x) \equiv q(x)$.

O cale echivalentă integrării ecuaţiei diferenţiale (7) sau (10) constă în aplicarea metodei Rayleigh-Ritz, după cum urmează.

Problema echilibrului firului sub sarcini statice a fost redusă la minimizarea unei funcţionale (ecuaţiile (3) şi (9)). Dacă se rămîne în cazul mai general al reazemelor denivelate, caz curent pentru funiculare, acesta este după cum s-a arătat mai sus :

$$F(f) = \int_0^l \left(H\frac{f'^2}{2} - q_1 f\right)\mathrm{d}x,$$

în care $f=f(x)$ este necunoscut, $H=\text{const.}$, iar $q_1=q_1(x)$ este o funcție dată.

Dacă se admite pentru funcția necunoscută $f(x)$ o dezvoltare în serie:

$$f(x) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n \varphi_n(x) \tag{11}$$

Coeficienții seriei date de ecuația (11) pot fi găsiți din condiția $\delta F=0$. Se demonstrează că minimizarea funcționalei F revine la punerea condiției cunoscute $\frac{\partial F}{\partial a_n}$, $n = 1,2,3,\ldots$ și că, dacă sistemul funcțiilor (x) este complet, seria din ecuația (11) reprezintă efectiv soluția problemei.

Fie de exemplu:

$$\varphi_n(x) = \sin \frac{n\pi}{l} x,$$

astfel încît toate funcțiile φ_n îndeplinesc condițiile la limită ale problemei $\varphi_n(0) = \varphi_n(l)=0$, iar sistemul lor este complet.

În acest caz:

$$\varphi_n'(x) = \frac{n\pi}{l} \cos \frac{n\pi}{l} x,$$

iar funcționala $F(f)$ devine, dacă se înlocuiește seria din ecuația (11):

$$F(f) = \int_0^l \left[\frac{H}{2} \left(\sum_{n=1}^{\infty} a_n \frac{n\pi}{l} \cos \frac{n\pi}{l} \right) \times \right.$$

$$\times \left(\sum_{n=1}^{\infty} a_m \frac{m\pi}{l} \cos \frac{m\pi}{l} \mathrm{d}x \right) -$$

$$\left. - q_1(x) \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin \frac{\pi n}{l} \mathrm{d}x \right] \mathrm{d}x.$$

În baza ortogonalității funcțiilor trigonometrice:

$$\int_0^l \cos \frac{n\pi}{l} \cos \frac{m\pi}{l} \mathrm{d}x = \begin{cases} 0 & \text{pentru } m \neq n \\ \dfrac{l}{2} & \text{pentru } m = n \end{cases}$$

deci:

$$F(f) = \frac{H}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n^2\pi^2 a_n^2}{l^2} \cdot \frac{l}{2} - \sum_{n=1}^{\infty} a_n \frac{l}{2} q_{1n} \cdot$$

în care:

$$q_{1n} = \frac{2}{l} \int_0^l q_1(x) \sin \frac{n\pi}{l} x \mathrm{d}x$$

sînt coeficienții Fourier ai încărcării $q_1(x)$.

Condiția $\frac{\partial F}{\partial p_n} = 0$ devine atunci:

$$H \frac{n^2\pi^2}{l^2} a_n - q_{1n} = 0,$$

sau:

$$a_n = \frac{l^2}{\pi^2 H} \cdot \frac{q_{1n}}{n^2},$$

așa încît:

$$f(x) = \frac{l^2}{\pi^2 H} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{q_{1n}}{n^2} \sin \frac{n\pi}{l} x. \tag{12}$$

Dacă, de exemplu, sarcina exterioară este o forță concentrată Q în punctul de abscisă $x=a$, rezultă:

$$q_{1(x)} = \frac{2Q}{l} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi a}{l} \sin \frac{n\pi x}{l},$$

așa încît:

$$q_{1n} = \frac{2Q}{l} \sin \frac{n\pi a}{l}$$

și deci cu ecuația (12) se găsește:

$$f(x) = \frac{2Ql}{\pi^2 H} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \sin \frac{n\pi a}{l} \sin \frac{n\pi x}{l} \cdot \tag{13}$$

Evident că soluția dată de ecuația (13) este dezvoltarea în serie Fourier a funcției liniare pe porțiuni, care reprezintă săgețile firului. De exemplu, dacă forța se află la mijlocul deschiderii, $a = \frac{l}{2}$, săgeata maximă rezultă din ecuația (13):

$$f_{max} = f\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{2Ql}{\pi^2 H} \sum_{n=1,3,5\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^2} = \frac{Ql}{4H},$$

rezultat cunoscut $\left(\text{s-a folosit suma seriei, egală cu } \frac{\pi^2}{8}\right)$.

Dacă se trece acum la abordarea variațională a problemelor dinamice, se va considera că oscilațiile au loc pe direcția verticalei și se vor determina aceste oscilații prin valorile funcției $Z=Z(x,t)$, care măsoară abaterea firului față de poziția de echilibru static. Se consideră de asemenea că atît $Z(x,t)$ cît și $f(x)$ sînt suficient de mici. În fine, se poate considera, în mod aproximativ, că tensiunea din fir este practic constantă în timpul oscilației, avînd aceeași valoare cu cea din cazul echilibrului static. În aceste condiții se poate admite că firul oscilează în jurul liniei reazemelor, care se asimilezaă, aproximativ, cu poziția de echilibru static (fig. 4).

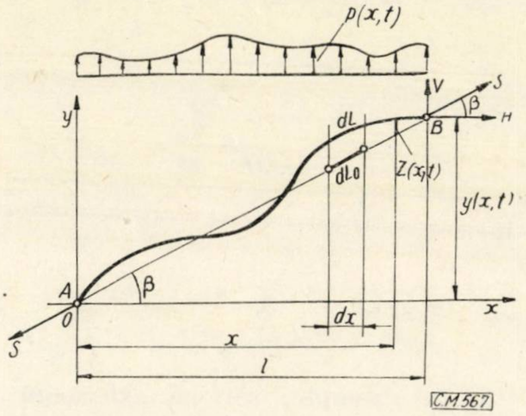


Fig. 4

Pentru generalitate se au în vedere și eventuale forțe perturbatoare, distribuite pe lungimea firului, $p=p(x,t)$. Sensul pozitiv al deplasărilor și încărcării se consideră cel din figura 4.

Un element de fir care, în poziția de echilibru static, are lungimea $\mathrm{d}L_0$ capătă extensii în timpul mișcării, lungimea sa devenind $\mathrm{d}L$. Rezultă evident că :

$$dL_0 = \sqrt{1 + \mathrm{tg}\beta^2}\,\mathrm{d}x = \frac{dx}{\cos\beta}$$

și :

$$\mathrm{d}L = \sqrt{1 + y'^2}\mathrm{d}x = \sqrt{1 + (\mathrm{tg}\,\beta + z')^2}\;\mathrm{d}z,$$

deoarece :

$$y\,(x,t) = x\,\mathrm{tg}\,\beta + Z\,(x,t).$$

Rezultă mai departe :

$$\mathrm{d}L = \mathrm{d}x\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta + Z'^2 + 2z'\mathrm{tg}\beta} =$$
$$= \frac{\mathrm{d}x}{\cos\beta}\sqrt{1 + Z'^2\cos^2\beta + Z'\sin 2\beta}$$

sau, întrucît $Z' \mid << 1$:

$$\mathrm{d}L \cong \frac{\mathrm{d}x}{\cos\beta}\left(1 + \frac{Z'^2}{2}\cos^2\beta + \frac{Z'}{2}\sin 2\beta\right),$$

așa încît alungirea elastică a elementului $\mathrm{d}L_0$ este :

$$\Delta\,(\mathrm{d}L) = \mathrm{d}L - \mathrm{d}L_0 =$$
$$= \left(\frac{Z'^2}{2}\cos\,\beta + Z'\sin\,\beta\right)\mathrm{d}x = \Delta L$$

și deci energia potențială de deformație a fluxului are valoarea :

$$W = S\cdot\Delta L = S\int\Delta(\mathrm{d}L) = S\left[\int_0^l\frac{Z'^2\cos\,\beta}{2}\,\mathrm{d}x + \right.$$
$$\left. + \int_0^l Z'\sin\,\beta\;\mathrm{d}x\right],$$

în care ΔL este alungirea totală a firului. Dacă se observă că :

$$\int_0^l Z'\mathrm{d}x = Z(l) - Z(0) = 0,$$

se obține :

$$W = H\int_0^l\frac{Z'^2}{2}\,\mathrm{d}x, \qquad (14)$$

întrucît :

$$S\cos\,\beta = H.$$

Pe de altă parte, energia potențială a sarcinilor exterioare (a forței perturbatoare) este lucrul mecanic al acestora, cu semn schimbat, deci :

$$U = -\int_0^l p\,(x,t)\,Z\,\mathrm{d}x. \qquad (15)$$

În fine, energia cinetică a firului de masă specifică ρ este dată de :

$$E = \frac{1}{2}\int_0^l\rho Z^2\,\mathrm{d}L_0 = \frac{1}{2}\int_0^l\frac{\rho}{\cos\,\beta}\dot{Z}^2\mathrm{d}x. \qquad (16)$$

Din relațiile 34, 35, 36 rezultă lagrangianul sistemului :

$$\Lambda = \frac{1}{2}\int_0^l\frac{\cos\,\beta}{\rho}\dot{Z}^2\,\mathrm{d}x - H\int_0^l\frac{Z'^2}{2}\,\mathrm{d}x + \int_0^l p\,Z\,\mathrm{d}x, \qquad (17)$$

iar principiul lui Hamilton cere ca integrala lagrangianului între două momente $t_1\cdot t_2$ să fie staționară :

$$\delta\int_{t_1}^{t_2}\Lambda\,\mathrm{d}t = 0 \qquad (18)$$

cu condiția ca variația $\delta Z(x,t)$ să verifice relațiile

$$\left.\begin{aligned}\delta Z\,(0,t) &= \delta Z\;(l,\,t) = 0\\ \delta Z\,(x,t_1) &= \delta Z\,(x,t_2) = 0\end{aligned}\right\} \qquad (19)$$

Aplicînd principiul lui Hamilton dat de funcţionala (18) funcţiei $\Lambda(\dot{Z}, Z, Z')$ dată de relaţia (17), se pot obţine, ca şi în cazul static, fie ecuaţia diferenţială a oscilaţiilor forţate neamortizate, fie o soluţie (în general aproximativă) a problemei, pe baza metodei Rayleigh-Ritz.

Într-adevăr, dacă se calculează variaţia funcţionalei (18), rezultă succesiv:

$$\delta\int_{t_1}^{t_2}\Lambda\,\mathrm{d}t = \int_0^{\varphi}\int_{t_1}^{t_2}\left(\frac{\rho}{\cos\beta}\ddot{Z}\delta Z' - \right.$$

$$\left. - HZ'\delta Z' + p\delta Z\right)\mathrm{d}x\,\mathrm{d}t = 0\,;$$

integrînd prin părţi:

$$\int_{t_1}^{t_2}\dot{Z}\delta\dot{Z}\mathrm{d}t = \dot{Z}\delta Z\Big|_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2}\ddot{Z}\,\delta Z\,\mathrm{d}t$$

$$\int_0^l Z'\,\delta Z'\,\mathrm{d}x = Z'\,\mathrm{d}Z\Big|_0^l - \int_0^l Z''\,\delta Z\,\mathrm{d}t$$

şi folosind relaţiile (19), rezultă imediat:

$$\int_0^l\int_{t_1}^{t_2}\left(-\frac{\rho}{\cos\beta}\ddot{Z} + HZ'' + p\right)\delta Z\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}t = 0$$

şi deci, cum δZ este arbitrar:

$$\frac{\rho}{\cos\beta}\ddot{Z} - HZ'' = p(x,t), \qquad (20)$$

care este ecuaţia cu derivate parţiale a micilor oscilaţii verticale forţate neamortizate.

Studiul ecuaţiei (20) se poate face prin metode de separare a variabilelor şi dezvoltare în serie de funcţii proprii ale oscilaţiilor libere.

În cele de mai jos se va aplica însă din nou metoda variaţională Rayleigh-Ritz. Fie pentru aceasta $Z(x,t)$ de forma k

$$Z\,(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n\,(t)\varphi_n\,(x) \qquad (21)$$

Dacă se înlocuieşte ecuaţia (21) în ecuaţia (17) şi dacă se efectuează integrările în variabila x, rezultă $\Lambda = \Lambda(a_n, \dot{a}_n)$, adică sistemul poate fi privit ca un sistem cu o infinitate de grade de libertate, caracterizate de coordonatele generalizate $a_n = a_n(t)$. Scriind ecuaţiile Euler-Lagrange echivalente cu principiul lui Hamilton, rezultă un sistem infinit de ecuaţii diferenţiale pentru funcţiile necunoscute $a_n(t)$. Problema se simplifică însă sensibil dacă se decuplează aceste ecuaţii, adică dacă sistemul se desface într-o infinitate de ecuaţii diferenţiale independente. Dar pentru aceasta este suficient ca sistemul funcţiilor $\varphi(x)$ să fie ortogonal. Într-adevăr dacă se ia:

$$\varphi_n(x) = \sin\frac{n\,\pi}{l}\,x,$$

condiţiile la limită:

$$Z(0,t) = Z(l,t) = 0$$

sînt satisfăcute automat, iar ecuaţia (17) devine:

$$\Lambda = \frac{\delta}{2\cos\beta}\sum \dot{a}_n^2\frac{l}{2} - \frac{H\pi^2}{2\,l^2}\sum_1^{\infty} n^2\,a_n^2\,\frac{l}{2} =$$

$$= \sum_1^{\infty} a_n p_n\,\frac{l}{2}, \qquad (22)$$

în care s-au notat prin p coeficienţii Fourier ai forţei perturbatoare:

$$p_n\,(t) = \frac{2}{l}\int_0^l p\,(x,t)\sin\frac{n\pi}{l}\,x\,\mathrm{d}x \qquad (23)$$

Scriind acum ecuaţiile Lagrange:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial\Lambda}{\partial\dot{a}_n}\right) - \frac{\partial\Lambda}{\partial\,a_n} = 0\,,$$

se obţine imediat:

$$\frac{\delta}{\cos\beta}\ddot{a}_n + \frac{H\,n^2\,\pi^2}{l^2}\,a_n = p_n\,(t)$$

sau, dacă se foloseşte notaţia:

$$\frac{H\cos\beta}{\rho} = v^2,$$

rezultă:

$$\dot{a}_n + \frac{n^2\,\pi^2\,v^2}{l^2}\,a_n = \frac{\cos\beta}{\rho}\,p_n\,(t). \qquad (24)$$

În particular pentru oscilaţii libere, coeficienţii Fourier ai forţei perturbatoare $p_n = 0$ şi ecuaţia (24) se reduc la relaţia cunoscută (se neglijează amortizarea), în timp ce în cazul static $a_n = \text{const.}$, $\ddot{a}_n = 0$, aşa încît:

$$a_n = \frac{l^2\,p_n}{n^2\,\pi^2\,H},$$

relaţie care coincide cu ecuaţia (12) dacă se observă că p_n se înlocuieşte cu p_{1n} (cazul static).

În cazul oscilaţiilor libere, dacă se notează pentru comoditate pulsaţiile:

$$\omega_n = \frac{n\pi v}{l}, \tag{25}$$

se observă că soluţia devine:

$$Z(x,t) = \sum_1^{\infty} a_n \sin(\omega_n t + \theta_n) \sin\frac{n\pi}{l} x, \tag{26}$$

în care constantele a_n şi θ_n pot fi determinate din condiţiile iniţiale.

Ecuaţia (26) arată că firul oscilează prin suprapunerea unei infinităţi de „forme proprii" de oscilaţii $\sin\frac{n\pi}{l} x$, cu pulsaţiile ω_n, deci cu perioadele:

$$\Gamma_n = \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{2l}{n \cdot \cos\beta}\sqrt{\frac{\rho}{S}} \tag{27}$$

În particular, oscilaţia fundamentală are perioada:

$$\Gamma_1 = \frac{2l}{\cos\beta}\sqrt{\frac{\rho}{S}} \tag{28}$$

Pentru o forţă perturbatoare oarecare $p\ (x,t)$ şi condiţii iniţiale nule:

$$\dot{a}_n(0) = a_n(0) = 0$$

soluţia ecuaţiei (24) este dată de integrala Duhamel:

$$a_n(t) = \frac{\cos\beta}{\rho\,\omega_n}\int_0^t p_n(\tau)\sin\omega_n(t-\tau)\,\mathrm{d}\tau, \tag{29}$$

în care ω_n are valoarea dată de ecuaţia (25).

Un interes practic, deosebit de important pentru macaralele funicular, îl prezintă cazul forţei concentrate constante Q, mobile pe fir, cu viteza constantă v_0 (fig. 5).

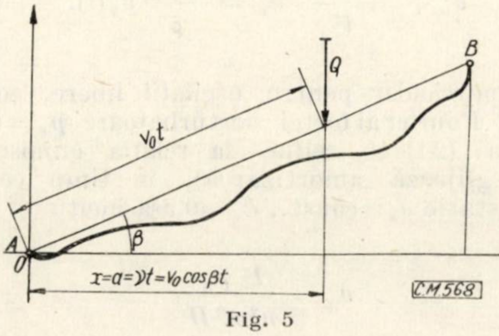


Fig. 5

Dacă în acest caz se foloseşte ecuaţia (23), rezultă:

$$p_n(t) = -\frac{2}{l} Q \sin\frac{n\pi a}{l} = -\frac{2Q}{l}\sin\frac{n\pi\nu}{l} t,$$

în care s-a notat pentru concizie $v_0 \cos\beta = \nu$ şi s-a ţinut seamă de convenţia de semn pentru forţa perturbatoare.

Dacă se înlocuieşte în ecuaţia (29) ultima ecuaţie, se obţine:

$$a(t) = -\frac{2Q\cos\beta}{\rho\, l\,\omega_n}\int_0^t \sin\frac{n\pi\nu}{l}\tau \sin\frac{n\pi v}{l}(t-\tau)\,\mathrm{d}\tau. \tag{30}$$

Integrala din ecuaţia (30) se poate calcula uşor dacă se înlocuieşte produsul de funcţii trigonometrice prin sumă:

$$\sin a \sin b = \frac{1}{2}[\cos(a-b) - \cos(a+b)]$$

şi dacă se notează pentru comoditate:

$$\frac{n\pi}{l} = r.$$

Ca urmare se obţine:

$$\sin r\,\nu\,\tau \sin r\,v\,(t-\tau) = \frac{1}{2}\Big\{\cos r\,[(\nu+v)\tau - vt] - \cos r\,[(v-\nu)\tau + vt]\Big\}$$

şi:

$$a_n(t) = -\frac{Q\cos\beta}{\rho l\,\omega_n r}\left(\frac{\sin r\nu t + \sin rvt}{\nu + v} - \frac{\sin r\nu t - \sin rvt}{\nu - v}\right) = \frac{-2Ql}{n^2\pi^2(\nu^2 - v^2)\sqrt{S\rho}}(\nu\sin rvt - v\sin r\nu t),$$

aşa încît:

$$Z(x,t) = \frac{-2Ql}{\pi^2(\nu^2 - v^2)\sqrt{S\rho}}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\nu\sin\frac{n\pi v}{l}t - v\sin\frac{n\pi\nu}{l}t}{n^2}\sin\frac{n\pi}{l}x.$$

Dacă se introduce raportul $x = \frac{\nu}{v}$ dintre viteza sarcinii şi viteza undelor transversale (viteza sunetului în fir), rezultă:

$$Z(x,t) = \frac{2Ql}{\pi^2 S\cos\beta(1-x^2)}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{x\sin\frac{n\pi v}{l}t - \sin\frac{n\pi\nu}{l}}{n^2}\sin\frac{n\pi}{l}x. \tag{31}$$

În particular, cazul forţei Q aplicate static în punctul a rezultă dacă se înlocuieşte în ecuaţia (31) $\nu t = a$ şi dacă se face ca $x \to 0$:

$$Z(x) = -\frac{2Ql\cdot}{\pi^2 S\cos\beta}\sum\frac{1}{n^2}\sin\frac{n\pi a}{l}\sin\frac{n\pi x}{l},$$

care coincide cu rezultatul reprezentat de ecuaţia (13) dacă se ţine seamă că $S\cos\beta = H$; convenţia de semne adoptată mai sus pentru $Z(j)$ este opusă celei folosite pentru $f(x)$.

În cazurile care se întîlnesc în practică $\chi << 1$ $\left(\text{deoarece } v > 100\frac{m}{s} \text{ iar } \nu \text{ este mic}\right)$ aşa încît χ^2 se neglijează ca infinit mic de ordin superior şi ca urmare:

$$Z(x,t) \cong$$

$$\cong \frac{2Ql}{\pi^2 H}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\chi\sin\frac{n\pi\nu}{l}t - \sin\frac{n\pi\nu}{l}t}{n^2}\sin\frac{n\pi}{l}x. \tag{32}$$

În fine, se observă că — în primă aproximaţie — se poate neglija termenul:

$$\chi\sin\frac{n\pi v}{l}t$$

şi ca urmare ecuaţia (32) devine:

$$Z(x,t) \cong -\frac{2Ql}{\pi^2 H}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{n^2}\sin\frac{n\pi\nu}{l}t\cdot\sin\frac{n\pi}{l}x, \tag{33}$$

care reprezintă aproximaţia ,,cvasistatică'' a soluţiei conform căreia, la orice moment, firul ocupă acea poziţie pe care ar avea-o dacă sarcina Q ar fi fixă în punctul (fig. 5):

$$x = a = \nu t = v_0\cos\beta\ t \tag{34}$$

CZ 621.43.038

Influenţa parametrilor funcţionali ai sistemului de injecţie asupra calităţii pulverizării combustibilului, în cazul injecţiei mecanice

Conf. dr. ing. Mircea ZUGRĂVEL — Institutul politehnic-Iaşi
Ing. Radu GAIGINSCHI — Institutul politehnic-Iaşi
Ing. Ion GOBJILA — Institutul politehnic-Iaşi

Pulverizarea unui anume tip de combustibil lichid în cazul injecţiei mecanice este un fenomen complex, determinat şi influenţat de parametrii constructivi şi funcţionali atît ai sistemului de injecţie cît şi ai motorului cu ardere internă pe care acesta îl echipează. Presiunea de ridicare a acului injectorului cît şi durata injecţiei sînt parametri determinanţi în procesul de pulverizare.

Lucrarea de faţă are drept scop determinarea pe cale experimentală, a influenţei presiunii de ridicare a acului injectorului şi a duratei injecţiei, asupra calităţii pulverizării, pentru un singur tip de combustibil, utilizat în mod curent la motoarele cu aprindere prin comprimare. Pentru a ilustra această influenţă s-au trasat caracteristicile de pulverizare la diferite presiuni de ridicare a acului injectorului, şi la diferite viteze de rotaţie a axului pompei de injecţie, celelalte condiţii rămînînd neschimbate.

1. *Metoda de lucru*

La stabilirea caracteristicilor de pulverizare s-a utilizat o metodă directă, perfecţionată în cadrul unor cercetări anterioare [1], [2]. Instalaţia experimentală a fost adaptată la sistemul de injecţie al motorului D 110, cu care s-a lucrat, fiind echipată cu dispozitivele de alimentare cu combustibil corespunzătoare acestuia. Instalaţia experimentală utilizată a fost concepută astfel încît pulverizarea combustibilului să se facă în condiţii cît mai apropiate de acelea ale funcţionării reale pe motor. Principial instalaţia este constituită din sistemul de injecţie complet al motorului, un dispozitiv de antrenare şi un dispozitiv care face posibilă captarea unei singure injecţii, în timp ce pompa se roteşte la o turaţie dinainte stabilită. Injecţia se face într-un recipient umplut cu aer sau cu un gaz inert, în care se poate realiza o presiune egală cu aceea din camera de combustie a motorului la începutul injecţiei. Antrenarea se face cu ajutorul unui motor electric, cu turaţie variabilă.

Schema funcţională a dispozitivului este redată în figura 1. Din rezervorul *1* combustibilul este aspirat prin filtrul de curăţire brută *2* şi refulat prin filtrul de curăţire fină *4*, de către pompa de alimentare *3*. După curăţirea fină, combustibilul este refulat spre injector de către pistonul *4* al pompei de injecţie.

Întrucît pentru determinarea unei caracteristici de pulverizare trebuie efectuate măsurători asupra unei singure injecții, în afară de pulverizatorul principal *6*, care efectuează injecția singulară în recipientul *7*, s-a legat, la elementul pompei de injecție, un al doilea pulverizator *6'*, secundar, care să preia restul combustibilului refulat de pompă.

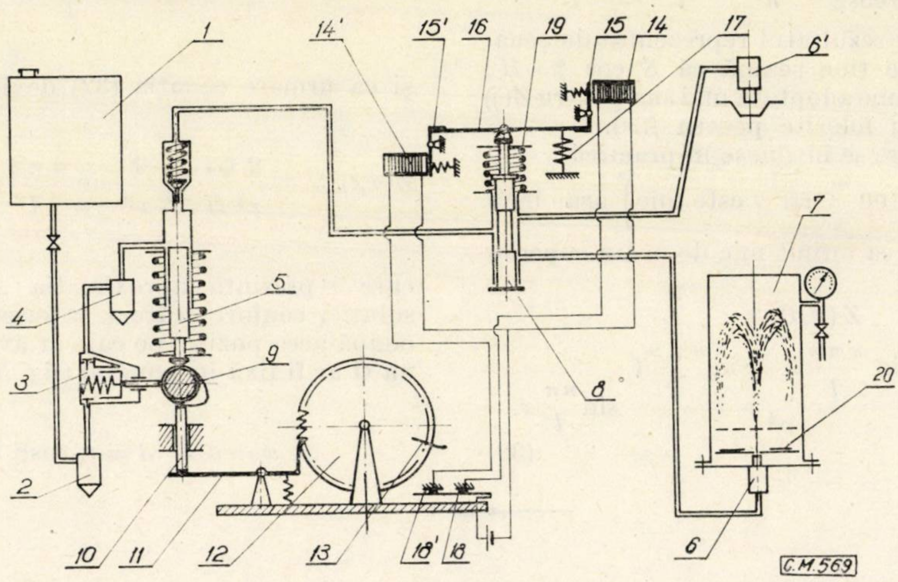


Fig. 1

Distribuirea combustibilului spre cele două injectoare se face cu ajutorul supapei cu sertăraș *8*. Dacă sertărașul se găsește în poziția superioară, combustibilul este dirijat către pulverizatorul secundar *6'* ; combustibilul ajunge la pulverizatorul principal *6* cînd sertărașul se află în poziția inferioară.

Sertărașul *8* este comandat de către cama pompei de injecție, prin intermediul unui releu electromagnetic, în așa fel încît să se afle în poziția inferioară numai în timpul unei singure curse de refulare a pistonașului *5*. În restul timpului, sertărașul este menținut în poziția superioară cu ajutorul unui arc elicoidal *19*. Cama *9* acționează alternativ asupra cozii pistonașului *5* și asupra tijei *10*. Tija *10*, la rîndul ei, acționează pîrghia *11*, care, prin intermediul unui clichet, mișcă roata dințată *12*. Pîrghia *11* este construită în așa fel, încît la fiecare impuls roata *12* să avanseze cu un dinte. Deoarece tija *10* se mișcă tot timpul în același sens cu pistonașul 5 al pompei de injecție, înseamnă că roata *12* avansează cu un dinte în timpul cursei de aspirație și rămîne nemișcată în tot timpul cursei de refulare.

Solidar cu roata dințată *12* se mișcă gheara *13* care servește la întreruperea circuitelor electromagneților *14* și *14'*. Cînd circuitele sînt închise, electromagneții atrag zăvoarele *15* și *15'* care mențin pîrghia *16* în poziția din figură. Pîrghia *16* are un punct de articulație pe sertărașul supapei *8* și este solicitată tot timpul de către arcul elicoidal *17*.

În momentul în care gheara *13* acționează asupra întrerupătorului *18*, circuitul electromagnetului *14* se deschide și zăvorul *15* scapă capătul pîrghiei *16*, care coboară brusc sub acțiunea arcului *17*. Celălalt capăt rămînînd fix, pîrghia apasă asupra sertărașului supapei *8*, aducîndu-l în poziția inferioară. Declanșarea se face în începutul cursei de aspirație.

În timpul cursei de refulare tot sistemul rămîne imobil, deci sertărașul rămîne în poziția inferioară, iar combustibilul este trimis la injectorul principal *6*. Picăturile de combustibil pulverizat se captează pe placa *20*, așezată în recipientul *7*.

La începutul următoarei curse de aspirație a pistonașului *5*, gheara *13* se mișcă din nou, și acționînd asupra întrerupătorului *18'* provoacă întreruperea electromagnetului *14'*. Zăvorul *15'* scapă pîrghia *16*, iar sertărașul supapei *8* revine în poziția inițială, sub acțiunea arcului elicoidal *19*. În cursa de refulare ce urmează, sertărașul supapei *8* găsindu-se din nou în poziția superioară, combustibilul va fi trimis către injectorul secundar *6'*. Readucerea zăvoarelor și pîrghiilor în poziția inițială se face manual.

Blocul de captare a picăturilor, plasat în recipientul *7* (fig. 1), a fost modificat față de construcția utilizată în alte lucrări [2], după cum se arată în figura 2. De placa de bază *1* s-a ancorat micromotorul electric *2*, de turație constantă, care antrenează, printr-un sistem de roți dințate, discul obturator *3*. În discul obturator *3* sînt practicate fantele trapezoidale *4* care au muchiile laterale dispuse radial. În felul acesta, indiferent de mărimea razei r, raportul dintre lungimea arcului de lumină l_1 și a arcului opac l se păstrează constant. Ca rezultat, se obține, pe plăcuța de captare *5*, așezată pe placa de bază *1*, în dreptul fantelor *4* o aceeaşi densitate de picături, pe întreaga suprafaţă.

Injectorul sistemului experimentat este de tip închis, cu *4* orificii. Pentru ca în spaţiul de liniştire al dispozitivului de captare să pătrundă numai un singur jet de combustibil pulverizat, injectorul *6* a fost montat înclinat în dispozitivul de bare articulate *7*, susţinut de montanţii *8* ai plăcii de bază *1*.

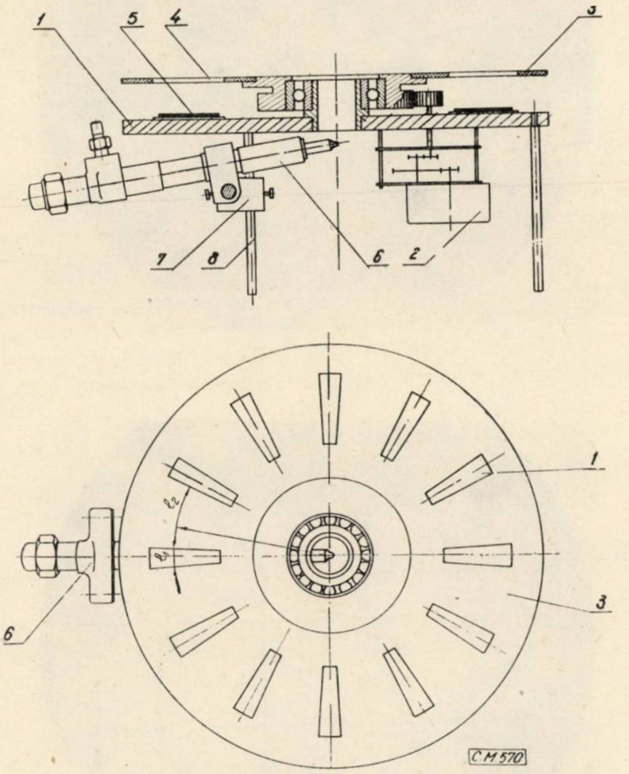


Fig. 2

Viteza de rotaţie a discului *3* trebuie să fie redusă, pentru a nu produce curenţi perturbatori în spaţiul prin care cad picăturile. Pentru o turaţie de 1,15 rot/min, viteza liniară a punctelor periferice ale discului *3* este convenabilă, fiind comparabilă cu viteza de cădere liberă a picăturilor.

Metodica utilizată pentru captarea picăturilor de combustibil pulverizat, precum şi pentru obţinerea unor imagini ale cîmpului de picături captate, a fost prezentată în lucrări anterioare [1].

Imaginile obţinute au fost prelucrate statistic. Pentru fiecare determinare s-au prelucrat cîte 6 imagini, din diferite regiuni ale suprafeţei mediului de captare, număr suficient dacă se ţine seamă de aspectul omogen al acesteia. Scala martor a prezentat un caroiaj cu distanţa între linii egală cu 92 μm.

Pentru prelucrarea imaginilor s-au utilizat calibre cu deschideri corespunzătoare diametrelor de 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 μm şi astfel s-au numărat picăturile din domeniile 0—10; ...; 80—90 μm. În cadrul fiecărei grupe de dimensiuni s-a considerat că toate picăturile au diametrul mediu aparent. Trecerea de la diametrul aparent la cel real s-a făcut utilizînd curba din figura [1] care ilustrează funcţia $D_{real} = f(D_{aparent})$.

Repartiţia numerică a picăturilor, pe grupe de dimensiuni, a fost pusă în evidenţă cu ajutorul unor curbe de tip Gauss. Curbele au fost trasate astfel încît procentul din numărul total al picăturilor cuprinse într-un anumit interval de dimensiuni, să fie proporţional cu aria de sub curbă, limitată de cele două ordonate ce trec prin extremităţile intervalului respectiv. A fost preferat acest tip de reprezentare deoarece prin abscisa centrului de greutate al suprafeţei de sub curbă, se exprimă şi diametrul mediu al pulverizării.

2. *Condiţii de lucru*

Experienţele au fost efectuate în următoarele condiţii:

— turaţia arborelui pompei de injecţie, n_p, egală cu 300, 600 şi 900 rot/min;

— presiunea de ridicare a acului pulverizatorului, p_i, egală cu 115, 145, 200 şi 230 kgf/cm^2, pentru o poziţie fixă a organului de reglaj al debitului ciclic al pompei.

Proprietăţile combustibilului au fost menţinute neschimbate în timpul determinărilor, deoarece s-a evitat recircularea lui prin instalaţie, iar rezervorul de alimentare a fost termostatat.

3. *Rezultate*

În figurile 3 şi 4 s-au prezentat cîteva imagini ale cîmpului de picături obţinute în urma pulverizării combustibilului, la diferite presiuni de ridicare a acului injectorului şi pentru diverse durate ale injecţiei, condiţiile de experienţă fiind menţionate pe fiecare imagine în parte.

Din fotografii se vede influenţa parametrilor luaţi în consideraţie, asupra calităţii pulverizării şi anume că, odată cu mărirea presiunii de injecţie sau cu micşorarea duratei injecţiei la debit ciclic constant, se micşorează şi diametrul picăturilor.

În urma prelucrării imaginilor după metodica prezentată anterior, s-a stabilit şi aspectul cantitativ al acestor influenţe, prin trasarea caracteristicilor de pulverizare, ilustrate prin curbele prezentate în figurile 5, 6, 7, 8, 9 şi 10.

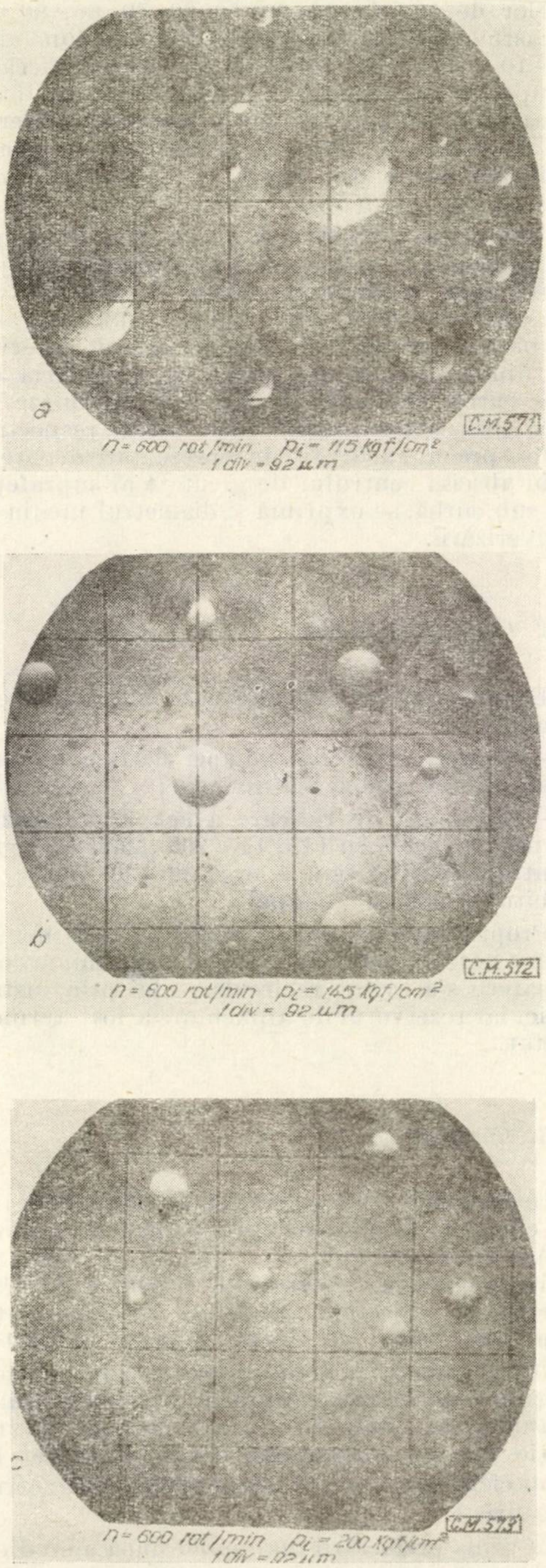

a
C.M.571
n = 600 rot/min p_i = 115 kgf/cm²
1 div = 92 μm
b
C.M.572
n = 600 rot/min p_i = 145 kgf/cm²
1 div = 92 μm
c
C.M.573
n = 600 rot/min p_i = 200 kgf/cm²
1 div = 92 μm

Fig. 3. ($a-n$=600 rot/min ; p_i=115 kgf/cm² ; 1 div=92 μ ;
$b-n$=600 rot/min ; p_i=145 kgf/cm² ; 1 div=92 μ ;
$c-n$=600 rot/min ; p_i=200 kgf/cm² ; 1 div=92 μ).

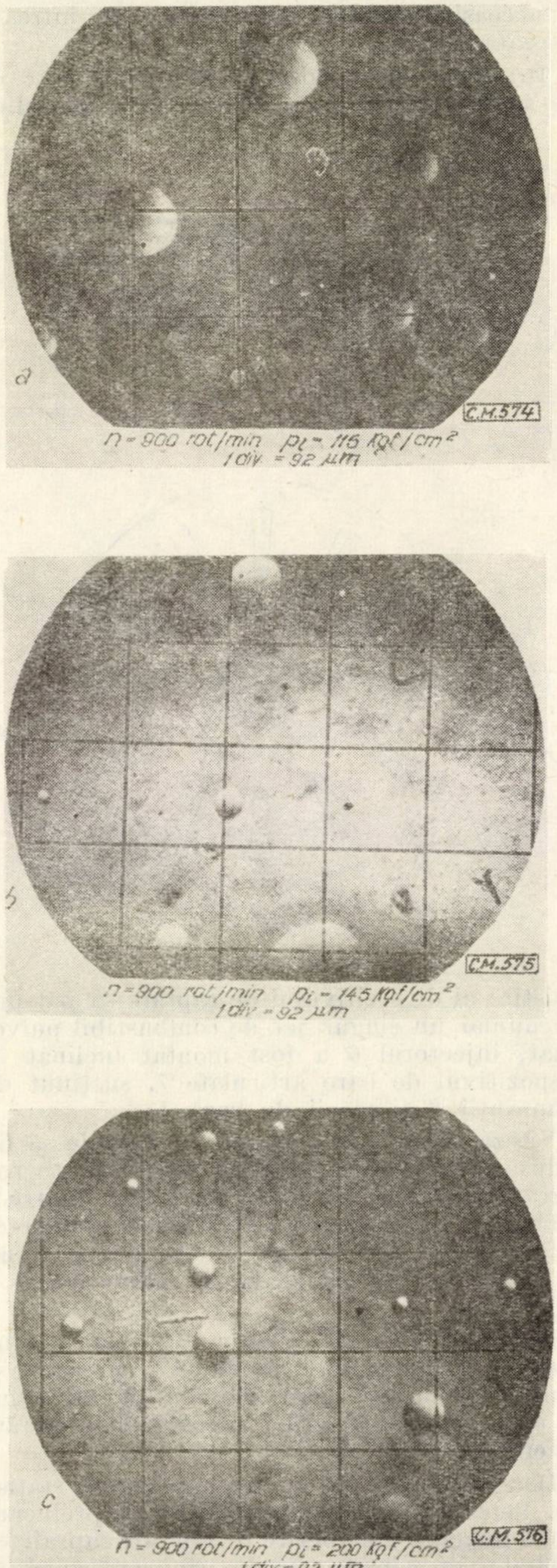

a
C.M.574
n = 900 rot/min p_i = 115 kgf/cm²
1 div = 92 μm
b
C.M.575
n = 900 rot/min p_i = 145 kgf/cm²
1 div = 92 μm
c
C.M.576
n = 900 rot/min p_i = 200 kgf/cm²
1 div = 92 μm

Fig. 4. ($a-n$=900 rot/min ; p_i=115 kgf/cm² ; 1 div=92 μ ;
$b-n$=900 rot/min ; p_i=145 kgf/cm² ; 1 div=92 μ ;
$c-n$=900 rot/min ; p_i=200 kgf/dm² ; 1 div =92 β).

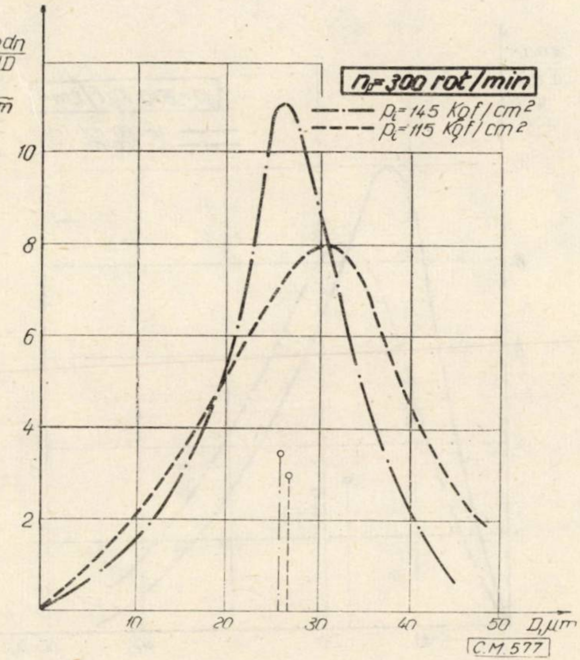


Fig. 5

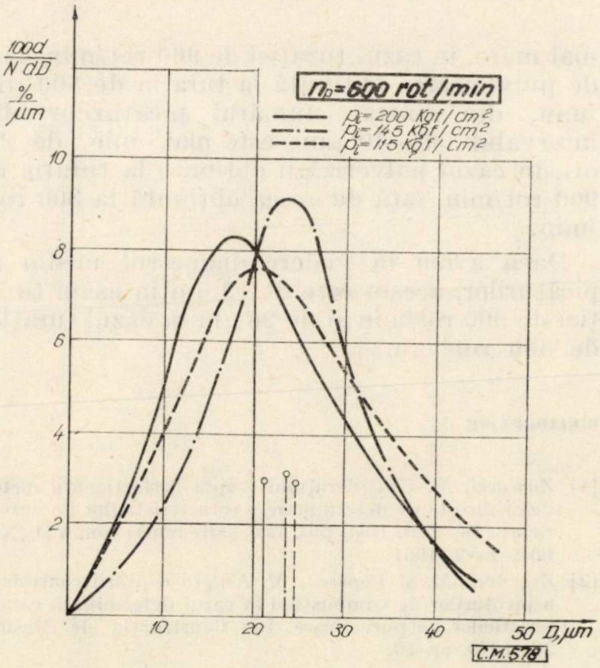


Fig. 6

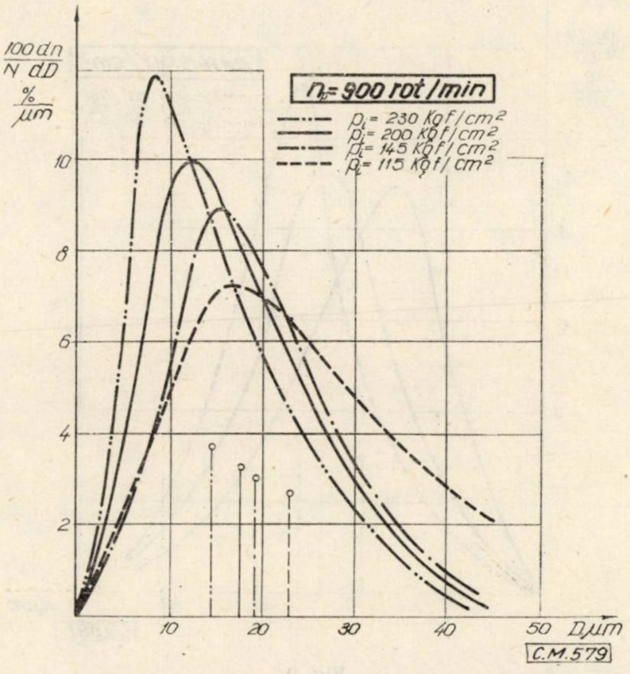


Fig. 7

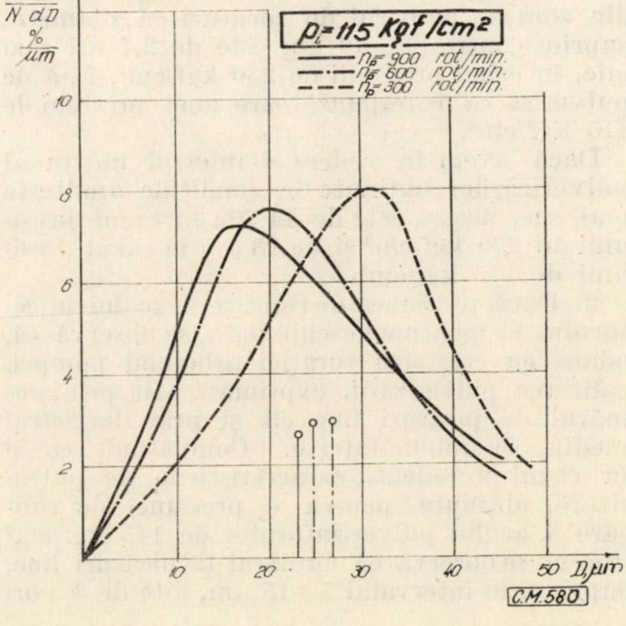


Fig. 8

4. Concluzii

Din analiza imaginilor cîmpurilor de picături captate, obţinute prin pulverizarea aceluiaşi tip de combustibil cu presiuni de injecţie diferite, la diferite viteze de rotaţie ale arborelui pompei de injecţie, debitul ciclic menţinîndu-se relativ constant, şi din analiza curbelor caracteristice trasate pe baza acestor imagini, se pot formula unele concluzii ca:

1. Pe măsura măririi presiunii de ridicare a acului pulverizatorului, la aceeaşi turaţie a arborelui pompei, numărul picăturilor cu diametru mic creşte, şi astfel diametrul mediu al pulverizării se micşorează. Utilizînd, pentru exemplificare, caracteristicile de pulverizare obţinute la turaţia pompei egală cu 900 rot/min (fig. 7), se vede că picăturile cuprinse în intervalul 5 – 15 μm sînt de 2 ori mai numeroase,

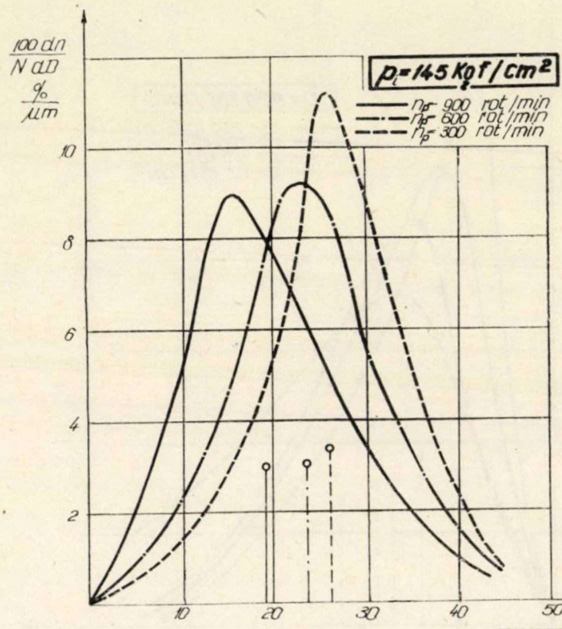


Fig. 9

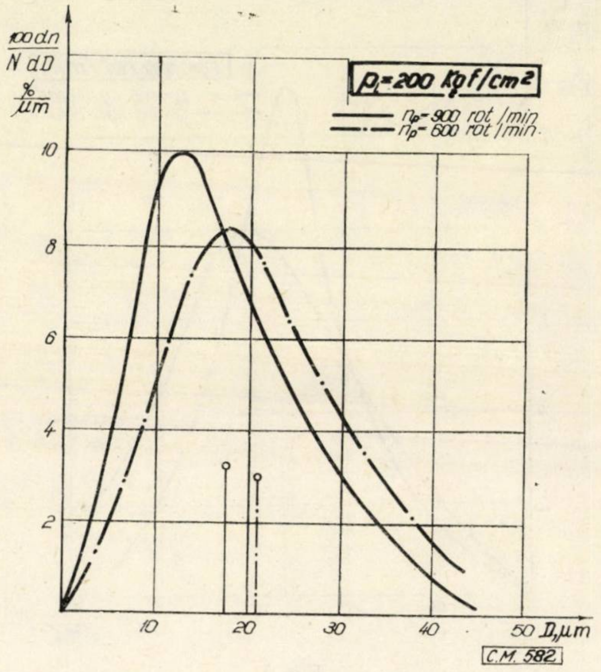


Fig. 10

în cazul presiunii de 230 kgf/cm², față de pulverizarea corespunzătoare presiunii de 115 kgf/cm²; din contra, numărul de picături cu diametre cuprinse între 30—40 μm este de 2,7 ori mai mic, în cazul presiunii de 230 kgf/cm², față de pulverizarea corespunzătoare unei presiuni de 115 kgf/cm².

Dacă avem în vedere diametrul mediu al pulverizărilor obținute în condițiile analizate mai sus, acesta este de 14 μm în cazul presiunii de 230 kgf/cm² și de 23 μm în cazul presiunii de 115 kgf/cm².

2. Dacă presiunea de ridicare a acului injectorului se menține neschimbată, se observă că, odată cu creșterea turației arborelui pompei, calitatea pulverizării, exprimată atît prin numărul de picături fine cît și prin diametrul mediu, se îmbunătățește. Comparînd, ca și în cazul precedent, caracteristicile de pulverizare, obținute pentru o presiune de ridicare a acului pulverizatorului de 145 kgf/cm² (fig. 9), se observă că numărul de picături fine, cuprinse în intervalul 5—15 μm, este de 3,5 ori mai mare, în cazul turației de 900 rot/min, față de pulverizarea obținută la turația de 300 rot/min, din contra, numărul picăturilor din intervalul 30—40 μm este mai mic de 2,6 ori, în cazul pulverizării obținute la turația de 900 rot/min, față de aceea obținută la 300 rot/min.

Dacă avem în vedere diametrul mediu al picăturilor, acesta este de 19 μm în cazul turației de 900 rot/min și de 26 μm în cazul turației de 300 rot/min.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zugrăvel, M.* Considerațiuni asupra perfecționării metodelor directe de determinare a caracteristicilor de pulverizare. În : Bul. Inst. pol. Iași, serie nouă, tom VII (XI) fasc. 1—2, 1961.

[2] *Zugrăvel, M.* și *Popescu, M.* Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare. În : Construcția de Mașini, 22, 1970, nr. 10.

◆

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI

Noi tehnologii

Fabricarea pieselor sinterizate

Ing. Makovi Gheorghe—Uzina Triumf-Cluj

Dezvoltarea metalurgiei pulberilor a fost determinată de evoluţia tehnicii mondiale, apărînd ca o necesitate în contextul actual al tehnologiilor moderne care necesită produse cu proprietăţi speciale şi de formă complexă ce nu pot fi elaborate convenabil prin alte procedee. Metalurgia pulberilor şi procedeul de sinterizare permit confecţionarea unor piese complicate direct în forma finită., cu precizii destul de ridicate, fără a mai necesita prelucrări ulterioare (precizia 1T7—1T8). Procedeul permite de asemenea elaborarea unor piese cu proprietăţi speciale, folosind diferite amestecuri de pulberi, ce nu pot fi obţinute prin procedeele clasice.

În cadrul Uzinei Triumf Cluj, cunoscută şi prin marca fabricii ,,SINTEROM", în anul 1970 a intrat în funcţiune o secţie profilată pe fabricarea pieselor sinterizate, în 3 domenii:

1. *Piese sinterizate feroase*:

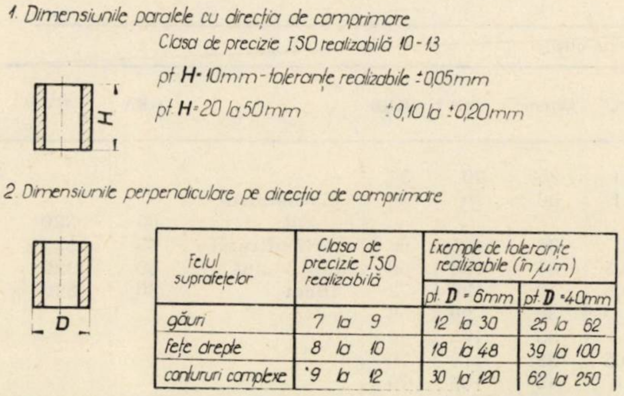
a) piese mecanice, cu configuraţie complicată;
b) bucşe, lagăre, autoungătoare;
c) rotule (lagăre oscilante), autoungătoare.

2. *Piese sinterizate neferoase*:

a) bucşe, lagăre autoungătoare;
b) rotule (lagăre oscilante) autoungătoare.

3. *Discuri de fricţiune cu un strat sinterizat de fricţiune.*

În cadrul uzinei Triumf se pot realiza piese sinterizate feroase şi neferoase de la cîteva grame pînă la 0,800 kg/piesă cu o secţiune perpendiculară pe direcţia de presare pînă la 30 cm^2 şi cu o înălţime maximă de 50 mm. Figura nr. 1 dă o idee generală asupra preciziei posibile în executarea pieselor, dar aceasta mai necesită şi o analiză de la caz la caz. Din acest punct de vedere, trebuie consultată uzina înainte de proiectarea definitivă a piesei, avînd în vedere că toleranţele depind în mare parte şi de forma sau de proprietăţile mecanice cerute de beneficiar.



1. Dimensiunile paralele cu direcţia de comprimare

Clasa de precizie ISO realizabilă 10-13

pt H=10mm - toleranţe realizabile ±0,05mm

pt H=20 la 50mm ±0,10 la ±0,20mm

2. Dimensiunile perpendiculare pe direcţia de comprimare

Felul suprafeţelor	Clasa de precizie ISO realizabilă	Exemple de toleranţe realizabile (în μm)	
		pt. D = 6mm	pt. D = 40mm
găuri	7 la 9	12 la 30	25 la 62
feţe drepte	8 la 10	18 la 48	39 la 100
contururi complexe	9 la 12	30 la 120	62 la 250

Fig. 1

În general piesele se elaborează prin presare dintr-un amestec de pulberi metalice la o presiune specifică 4—6 Mp/cm^2, după care se sintetizează în cuptoare cu gaz protector. La piese care cer o precizie mai ridicată se mai aplică o presare de calibrare. Piesele finite se mai pot prelucra sau pot fi supuse diferitelor tratamente după cum urmează:

- strunjire, găurire, tarodare, rectificare,
- tratamente termice: carbonitrurare, cementare,
- acoperiri metalice: cadmiere, zincare etc.,
- ferooxidare în vapori de apă,
- acoperire cu material plastic,
- îmbibare cu ulei sau cu metale uşor fuzibile,
- sudare de rezistenţă, lipire, brazare.

Deşi procedeul fabricării pieselor sinterizate prezintă avantaje economice faţă de procedeul clasic de prelucrare sau aşchiere, rentabilitatea procedeului este asigurată numai la o serie de fabricaţie de 10 000 — 20 000 buc. piese anual. În caz de serii mai mari (aprox. 100 000 buc/an), preţul de cost la o piesă cu configuraţia complicată se poate reduce cu 50—60% faţă de prelucrarea prin procedeul de aşchiere. Pregătirea fabricaţiei, costisitoare mai ales la piese complicate ca formă determină rentabilitatea seriilor ca mărime.

1) *Piese sinterizate feroase*

a) *Piese mecanice:* Un avantaj deosebit îl prezintă obţinerea formelor complicate, care prin procedee convenţionale se realizează foarte greu sau nici nu pot fi realizate. Economiile de metal sînt evidente, fiindcă piesele se realizează fără îndepărtare de material. De exemplu un corp supapă inferioară pentru amortizoare care necesită prin metoda clasică de prelucrare din bară, material OLC45, 0,148 kg/buc. şi se poate realiza cu un preţ cu ridicata al întreprinderii de 47,10 lei, prin metoda de sinterizare se foloseşte pulbere de fier sinterizat 0,051 kg/buc. Preţul cu ridicata al întreprinderii scade la 3,10 lei/buc.

Pînă în prezent s-au asimilat repere de configuraţii diferite şi chiar de complexitate relativ mare ca pinion pentru pompă de ulei, rotor exterior şi interior pentru pompă de ulei, corpuri de supapă pentru amortizoare, pistoane pentru amortizoare, bucşe de ghidaj pentru amortizoare, segmenţi pentru amortizoare, roţi de lanţ, flanşe (fig. 2).

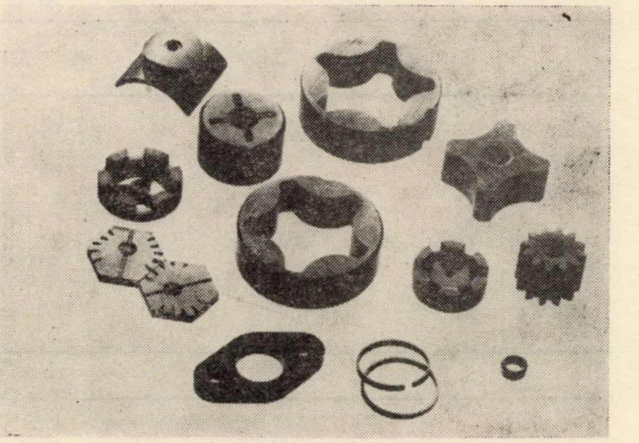


Fig. 2

b)c) *Bucşe, lagăre autoungătoare şi rotule autoungătoare*

Asigură o funcţionare absolut silenţioasă faţă de rulmenţi. Avînd o porozitate 10—20% aceste bucşe se pot impregna cu ulei. Sarcina statică maximă admisă este de 450 kgf/cm^2. Cantitatea de ulei înglobată în porii lagărului asigură o funcţionare îndelungată, fără a fi nevoie de ungere. Exclud pericolul de avariere a lagărului din cauza ungerii insuficiente. Prezintă rezistenţă mare la uzură, reduc consumul de ulei şi timpul necesar pentru ungere. Se folosesc în industria de automobile, maşini—unelte, electromenajeră, alimentară, textilă etc.

2/ Piese sinterizate neferoase

a, b) *Bucșe, lagăre, rotule autoungătoare*

Ca și bucșele din material feros și bucșele din material sinterizat neferos se elaborează cu proprietăți autoungătoare. Porozitatea la aceste bucșe atinge valoarea de 15–30 %. Sarcina statică maximă admisă este de 200 kgf/cm². Se pot folosi la turații 0–25 000 rot/min. Valoarea produsului p.v. este recomandat să fie p.v.=max. 18, unde: p=sarcina specifică în kgf/cm² (sarcina totală raportată la suprafața proiectată a bucșei într-un plan diametral); v=viteza liniară a arborelui în m/sec.

În stare de repaus cca 25 % din volumul lagărului sinterizat, adică porii lui sînt umpluți în proporție de 95 % cu ulei de impregnare. În momentul începerii mișcării de rotație a arborelui, datorită efectului de aspirație a axului ce se învîrte, interstițiul dintre arbore și lagăr se umple cu un film de ulei absorbit din volumul porozităților lagărului, creindu-se o adevărată pernă de ulei. Imediat după oprirea arborelui, datorită capilarității porilor, uleiul este reabsorbit în corpul lagărului poros. Lagărele sinterizate autoungătoare asigură o uzură de 2–6 ori mai mică decît cea a lagărelor turnate și prelucrate.

Pentru alegerea materialelor, se recomandă datele din tabela 1 în care sînt prezentate valorile proprietăților fizice măsurate pe epruvete. La piesele executate în serie, cu o formă complicată, valorile pot să difere de la caz la caz.

Tabela 1

Piese mecanice sinterizate feroase

Simbol	Compoziția chimică % de componenți	Densit. minimă g/cm³	Alungire %	Rezistență la tracțiune kg/mm²	Duritatea aparentă Netratat	Duritatea aparentă Tratat termic

Oțel moale

	C	Fe	g/cm³	%	kg/mm²	HB
FC 10–63	<0,20	rest	6,3	6	14	40
FC 10–67	<0,20	rest	6,7	10	17	50
FC 10–71	<0,20	rest	7,1	12	20	60

Aliaje feroase

	C	Fe	Ni	Cu	g/cm³	%	kg/mm²	HB		HRA	HV10
F 10–U3–63	<0,20	rest		2–4	6,3	2	21	55			
F 10–U3–67	<0,20	rest		2–4	6,7	3	28	70	Carbonitrurat.,,	65	320
F 10–U3–69	<0,20	rest		2–4	6,9	4	32	85	Carbonitrură	65	320
F 10–N6–U3–67	<0,20	rest	5–7	2–4	6,7	3	42	100			

Aliaje de oțel cu cupru

	C	Fe	Cu	g/cm³	%	kg/mm²	HB	HRB		HRA	HV10
F 50–U3–63	0,3–0,6	rest	2–4	6,3	1	25	70	34			
F 50–U3–67	0,3–0,6	rest	2–4	6,7	1	30	90	56	Carbonitrurat.	65	320
F 50–63–69	0,3–0,6	rest	2–4	6,9	2	35	105	66	Carbonitrurat	65	320
F 80–U3–67	0,6–1,0	rest	2–4	6,7	0,5	35	105	66	Călit în apă	60	320
F 80–U3–69	0,6–1,0	rest	2–4	6,9	0,5	40	120	72	idem	60	320
F 50–U7–63	0,3–0,6	rest	5–11	6,3	1	30	90	56			
F 50–U7–67	0,3–0,6	rest	5–11	6,7	1	35	105	66			
F 80–U7–63	0,6–1,0	rest	5–11	6,3	0,5	38	110	70			
F 80–U7–67	0,6–1,0	rest	5–11	6,7	1	45	135	75			

Bucșe cu autoungere — feroase

	C	Fe	Pb	Cu	g/cm³	Porozit. %	Sarcina statică max. kgf/cm²	HB
FP 15	<0,2	rest	2–4	6–8	6–6,4	10–20	450	40

Bucșe cu autoungere — neferoase

		Fe	Sn	Cu	g/cm³	Porozit %	Sarcina statică max. kgf/ cm²	HB
BP 25	—	<1	9–10,5	rest	7,–7,4	15–25	350	30
BP 25	—	<1	9–10,5	rest	6,4–6,8	20–30	200	25

Duritatea indicată este o duritate aparentă, fiindcă penetratorul pătrunde într-o piesă poroasă.

În practica de producție pentru determinarea durității unei părți a piesei sinterizate se procedează astfel: se măsoară 7 puncte, eliminînd 2 cu cele mai mici valori și făcînd media celorlalte 5 măsurători.

3/ *Discuri de fricțiune*

Discurile de fricțiune asimilate pînă în prezent, se folosesc în marea lor majoritate la diferite tipuri de tractoare fabricate de Uzina de Tractoare Brașov (fig. 3). În general, sînt două categorii mari din punct de vedere al utilizării :

a) În caz de funcționare în ulei cu $p \leqslant 15$ kg/cm^2, amestecul recomandat pentru stratul de fricțiune este A 10.

Uzura în ulei este foarte mică cu un contradisc de oțel semidur. Coeficientul de frecare este în jur de 0,08 – 0,10.

b) În caz de funcționare uscată cu $p \leqslant 2$ kg/cm^2, amestecul recomandat este B 31 sau B 32.

Contradiscul în acest caz la B 31 fontă, la B 32 oțel semidur. Coeficientul de frecare 0,2 – 0,4.

Pentru viitor se prevede o diversificare continuă a fabricației. S-au studiat și experimentat în fabricație amestecuri de pulberi metalice cu calități deosebite de exemplu: pentru poli magnetici.

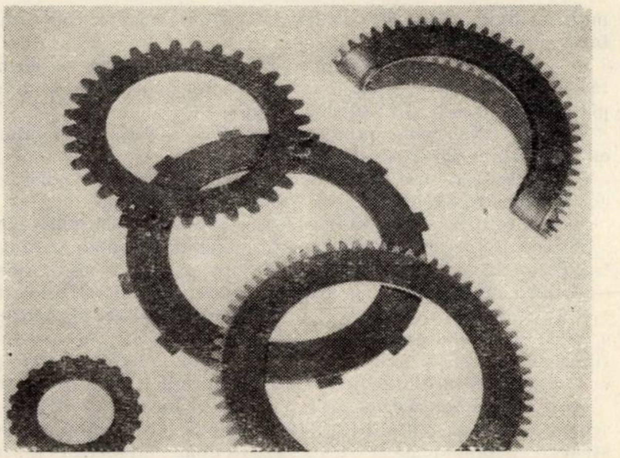


Fig. 3

Ținînd seamă de cerințele crescînde de piese sinterizate ale diferitelor sectoare ale economiei naționale, Uzina Triumf din Cluj asimilează anual 40 – 50 piese noi sinterizate și diversifică gama pieselor sinterizate din punct de vedere calitativ.

Noi produse

Instalații și utilaje de prevenire a erupțiilor pentru forajul de mare adîncime

La Expoziția „Produse și tehnologii noi în construcția de mașini", organizată în cinstea Zilei constructorilor de mașini din R.S.R., a avut loc cu acest prilej și un concurs dotat cu premii. Premiul al II-lea a fost atribuit Intreprinderii „1 MAI" – Ploiești, în calitate de proiectant și producător, pentru „INSTALAȚII ȘI UTILAJE DE PREVENIRE A ERUPȚIILOR DE 700 ȘI 1 050 kgf/cm^2 PENTRU FORAJUL DE MARE ADÎNCIME".

De la bun început, pentru a putea face cunoștință cu această prestigioasă realizare a constructorilor ploieșteni, este bine să-i prezentăm cartea de vizită sau, mai bine zis, principalele caracteristici constructive și funcționale :

Tipodimensiunea	Pres. max. de lucru kgf/cm^2	Pres. de proba statică kgf/cm^2	Diametru sect. de trecere mm	Dimens. max a bacurilor	Dimensiuni de gabarit			Masa netă aprox.
					L	B	H	
$7^1/_1/16\times1050$	1050	1575	180	59/16	1710	910	2800	2800
9×1050	1050	1575	240	7	1880	950	920	3500
11×700	700	1050	280	85/8	2020	895	900	3650
$13{,}5\times700$	700	1050	346	$10^1/_4$	2250	1040	870	4250
$16^3/_4\pm\times35$	350	700	4252	$13^3/_8$	2480	1000	860	4300

Realizarea instalațiilor și utilajelor de prevenire a erupțiilor pentru forajul de mare adîncime are un caracter original, meritul fiind în întregime al colectivului întreprinderii ploieștene care a valorificat integral invențiile făcute în cadrul uzinei. Colectivul de autori, prin studiile și cercetările întreprinse a elaborat forme constructive și concepții tehnologice noi, care dezvoltate în condițiile parcului de utilaje existente la „1 MAI" – Ploiești, au permis realizarea acestor noi produse cu dotarea tehnologică existentă, fără investiții suplimentare.

Iată cîteva dintre procedeele tehnologice mai importante :

— asimilarea unui oțel aliat care, turnat în piese de dimensiuni mari, cu pereți groși și configurație completă cum sînt corpurile de prevenitoare, să aibă caracteristici fizico-mecanice după tratamentul termic apropiate de cele ale pieselor similare forjate din oțel :

— elaborarea oțelului T35 MoCN8 care turnat în piese de 3...5 tone cu pereți de 50...85 mm, a permis obținerea unor caracteristici mecanice minime : $\sigma_r = 80$ daN/cm^2, $\sigma_c = 60$ daN/cm^2, $\beta 5 = 15\,\%$, Kcu 30/2 = 5daNm/cm^2, KV – 20°C = = 2,8 daNm, parametri superiori celor realizați de firmele străine la piesele similare ;

— asimilarea unei tehnologii de turnare a corpurilor de prevenitoare cu două și trei compartimente în construcție monobloc, care să asigure o compactitate de sută la sută pentru a permite piesei să reziste la presiuni interioare foarte mari ;

— elaborarea unui proces tehnologic de tratare termică a pieselor turnate din oțel aliat de gabarit și greutate mare, cu configurație complexă și grosimi de perete mari, prin care să se obțină pe piesă caracteristici fizico-mecanice ridicate.

În ceea ce privește piesele necesare din cauciuc este suficient să amintim numai două din realizările mai importante :

— asimilarea bacurilor inelare pentru prevenitoarele verticale, cele mai grele articole tehnice din cauciuc executate pînă în prezent în țara noastră, care trebuiau să satisfacă condiții grele de funcționare și să asigure deplina securitate a sondelor de foraj ;

— realizarea membranei sferice din cauciuc, separatoare de mediu, cu diametrul de 850 mm pentru acumulatorul hidropneumatic de la comanda hidraulică.

În sfîrșit, concepția originală a aparatajului hidraulic de comandă și reglaj a permis execuția acestuia în serie, fără a mai fi necesară procurarea unor mașini sau tehnologii speciale.

Caracterul original imprimat de autori concepției tuturor subansamblelor componente, atît în ceea ce privește problemele de ansamblu, cît și cele de amănunt,au rezolvat simultan mai multe dificultăţi, la prima vedere contradictorii, şi anume :

— asigurarea unor parametri de competiţie, care să permită pătrunderea pe pieţele externe într-un domeniu considerat pînă atunci inaccesibil ţărilor europene ;

— reducerea considerabilă a greutăţii şi înălţimii în raport cu produsele similare străine ;

— asigurarea unor construcţii robuste, fiabile, adecvate condiţiilor de exploatare din şantierele petroliere ;

— asigurarea execuţiei cu dotarea tehnologică existentă.

Avantajul acestui produs constă în echiparea sa cu două sau trei dispozitive de închidere plasate într-un corp comun, avînd o formă constructivă care asigură o mare capacitate de rezistenţă la presiuni interioare, un sistem special de alimentare a verinelor rabatabile prin balama şi, în fine, la anumite tipuri, un sistem de relee hidraulice telecomandate montate pe corpul prevenitorului pentru distribuţia fluidului de acţionare.

Al doilea subansamblu principal al acestor instalaţii îl constituie comanda hidraulică CH6P şi CH6U—72, care prin construcţie şi tehnologie se încadrează în domeniul mecanicii fine.

Construcţia organelor de distribuţie telecomandate, principiul de transmitere a mai multor comenzi printr-o singură conductă, dubla comandă cu prioritate opţională, utilizarea sertarelor cu bucşă autoreglabilă care elimină influenţa uzurii asupra capacităţii de etanşare, asamblarea prin conducte montate pe sănii şi racordate cu elemente articulate de legătură rapidă, triplarea surselor de energie, precum şi multe alte particularităţi constructive, conferă şi acestui subansamblu elemente de superioritate tehnică în raport cu cele mai bune produse similare fabricate în străinătate.

Este demn de amintit că instalaţia de comandă hidraulică a fost caracterizată invenţie în oponenţă cu produsele unor firme reputate, specializate în acţionări hidraulice pentru prevenitoare, cum ar fi : HYDRIL, STEWARD—STEFENSON şi PAYNE din S.U.A., precum şi cu alte firme care produc comenzi hidraulice de uz general cum ar fi FORD (Anglia), PARKER—HANIFIN (R.F.G.) şi altele.

O serie din elementele comenzilor hidraulice reprezintă ele înseşi realizări importante. Astfel ,,*Acumulatorul hidropneumatic cu membrană de separaţie, tip AB*—320'' este cel mai mare aparat de acest gen realizat în ţară sau de firmele specializate din străinătate, aşa cum reiese de altfel şi din tabelul de mai jos :

Nr. crt.	Firma	TIP	Ţară	Volum nomin.	Presiune nominală
				litri	da N/cm²
1.	Uz. ,,1 MAI'' Ploieşti	AB—320	R.S.R.	320	140
2.	HYDRIL COMPANY	K—80—2000	S.U.A.	300	140
		K—80—3000		300	210
3.	Uz. BARICADA Volgograd	—	U.R.S.S.	160	100

Trebuie menţionată, de asemenea realizarea ,,Valvei de compensare'', subansamblu care a deschis noi posibilităţi de utilizare a prevenitoarele. Performanţele acestui aparat realizat pentru prina dată în Europa, îl situează la un nivel comparabil cu realizările similare ale firmelor STEWART—STEFENSON şi HYDRIL din S.U.A. Aparatul are 22 de repere şi cîntăreşte numai 17 kg.

Particularităţile constructive şi concepţia generală ale instalaţiilor şi utilajelor de prevenire a erupţiilor le conferă acestora elemente de superioritate din punctul de vedere funcţional şi constructiv faţă de produsele similare aparţinînd cunoscutelor firme americane SHAFFER ŞI CAMERON.

Analiza comparativă din tabelul de mai jos arată că la indici funciţionali identici greutatea şi gabaritul prevenitoarelor de erupţie româneşti sînt mai mici la toate tipodimensiunile:

Tipodimensiune	Tip ,,DF,, UPETROM ,,1 MAI'' Ploieşti		Tip ,,LWS'' SHAFFER S.U.A.		Tip ,,U'' CAMERON S.U.A.	
	Înălţime mm	Greutate kg	Înălţime mm	Greutate kg	Înălţime mm	Greutate kg
7/16×1050	800	2800	1105	5346	1292	3050
9×1050	920	3500	nu au asimilat		nu au asimilat	
11×700	900	3650	1615	5880	1420	4650
13 $^5/_8$×700	870	4350	1321	9921	1695	8335
16 $^3/_4$×350	860	4300	1040	7340	1743	8300

Realizarea unor asemene echipamente, care pînă în prezent au reprezentat un monopol al S.U.A., nu s-a înfăptuit fără trecerea unor praguri de dificultate, însă depăşirea lor cu succes demonstrează capacitatea industriei româneşti de a crea produse competitive de un înalt grad de tehnicitate. Principalele dificultăţi care limitează la minimum numărul producătorilor de instalaţii pentru prevenirea erupţiilor sînt legate de rezolvarea următoarelor trei probleme esenţiale :

— realizarea corpurilor de dimensiuni mari şi configuraţie complexă supuse la presiuni interioare înalte ;

— obţinerea unor piese din cauciuc de dimensiuni mari şi calităţi speciale, capabile să etanşeze presiuni înalte între suprafeţe neregulate aflate în mişcare relativă ;

— realizarea unei aparaturi hidraulice de comandă şi reglaj fără pierderi de fluid.

Astfel, pentru realizarea corpurilor de înaltă presiune, CAMERON IRON WORKS, principalul producător de prevenitoare din SUA dispune de o dotare tehnologică inaccesibilă momentan ţărilor europene , care include un parc de prese de forjare tridirecţionale de 30.000—40.000 tone, inclusiv sectoarele de realizare a matriţelor necesare şi alte utilaje menite să descurajeze orice alt producător potenţial, care, tentat de preţurile mari de desfacere ale acestor produse încearcă să abordeze problema prevenitoarelor.

Această stare de fapt a constituit principalul motiv pentru care atingerea palierului de 700 daN/cm² la prevenitoarele mari a fost considerată, pe bună dreptate, imposibilă în afara Statelor Unite şi produsele respective constituiau un monopol al acestei ţări iar exportul lor într-o serie de ţări socialiste, printre care şi U.R.S.S., era îngrădită prin embargou.

Realizarea la Întreprinderea ,,1 MAI''-Ploieşti a ,,Instalaţiilor şi utilajelor de prevenire a erupţiilor'' a desfiinţat monopolul american în acest domeniu.

Capacitatea de producţie a întreprinderii ploieştene în continuă dezvoltare este în măsură să asigure cantităţi sporite de produse pentru export. Pentru a explica aceste posibilităţi, trebuie arătat că volumul livrărilor la export în 1972 a crescut de aproape şase ori faţă de 1968. Produsele au fost livrate în toate ţările socialiste care întreprind lucrări de foraj, inclusiv în U.R.S.S., producătoare de astfel de echipamente, precum şi în Algeria, India, Turcia, Pakistan, Argentina, R.F. Germania şi Japonia.

Instalaţiile şi echipamentele respective au intrat de asemenea şi în dotarea întreprinderii româneşti GEOMIN, care efectuează lucrări de foraj în alte ţări cum ar fi de pildă Venezuela şi Irak, iar în perspectivă şi în alte ţări.

Un exemplu demn de relevat este realizarea Instalaţiei de comandă hidraulică CH6U—72 pentru beneficiarii din U.R.S.S., fapt care a permis încheierea unui contract de lungă durată, pînă în 1975, dînd posibilitatea introducerii acestui produs în fabricaţie de serie creîndu-se în acest sens o nouă linie tehnologică şi un sector separat de execuţie în cadrul întreprinderii.

Începînd din anul 1968 şi pînă în prezent ,,Instalaţiile şi echipamentele moderne de prevenire a erupţiilor'' au devenit o prezenţă permanentă la tîrgurile şi expoziţiile industriale din ţară şi din străinătate, contribuind în acest mod la creşterea prestigiului internaţional al României.

Acordarea ,,Medaliei de Aur'' la Tîrgul Internaţional de la Leipzig din 1970 pentru ,,Instalaţia de prevenire a erupţiilor HT-13.5/8c350'', din această serie de produse a constituit un succes de prestigiu al industriei constructoare de maşini din ţara noastră.

Cu acelaşi prilej specialiştii prezenţi la tîrg au adus elogii din cele mai mari, ele culminînd cu scrisoarea firmei concurente CAMERON IRON WORKS, principala furnizoare americană de asemenea produse, prin care aceasta felicită Întreprinderea ,,1 MAI"—Ploieşti pentru realizarea prevenitoarelor triple în premieră mondială.

Cheia acestor succese este asigurată astăzi de măsurile tehnico-economice luate în întreprindere pentru mărirea capacităţii de producţie, fapt care va conduce la satisfacerea cererilor mereu crescînde din partea beneficiarilor noştri externi.

Emil Toma

ARO

Familia de autoturisme de teren ,,ARO-24" continuă cu succes o frumoasă tradiţie inaugurată de ,,bătrînele" IMS-uri, aceea de a recruta numeroase elogii din partea beneficiarilor interni sau externi. Însă pentru a cunoaşte mai bine această ,,familie " care a ridicat prestigiul nu numai al colectivului Întreprinderii Mecanice Muscel, ci şi al ţării noastre, o incursiune în biografia ,,ARO" este cu atît mai utilă.

Primul automobil se numea IMS-57. După numai doi ani de la începerea fabricaţiei, proiectanţii şi inginerii au fost capabili să-l perfecţioneze radical, realizînd automobilul Lot-Teren M—59. Dar studiile şi cercetările nu s-au oprit aici. Urmărind ridicarea tuturor performanţelor tehnice, curînd, pe porţile uzinei a ieşit un alt tip de automobil de teren denumit M—461. A început fabricarea lor în serie, iar cererile au crescut şi ele atît în ţară cît şi în străinătate. În faţa acestei situaţii, colectivul uzinei a trecut la reproiectarea automobilelor de teren ; de data aceasta, avînd acumulată şi o bogată experienţă , s-a urmărit situarea lor la acelaşi nivel cu produse similare de pe piaţa mondială. Astfel s-a născut familia de automobile ,,ARO—24" — în mai multe variante — comparabile cu cele mai noi şi moderne tipuri fabricate în lume.

La testul făcut de sucursala britanică a firmei FORD — pe un automobil ARO-241 — acesta a fost clasat pe locul al doilea după RANGE-ROWER şi înaintea lui FORD-BROMCO şi LAND-ROWER, fapt care demonstrează deplin calităţile sale.

Date fiind calităţile deosebite şi performanţele sale superioare, începînd din anul 1965 şi pînă în 1972 marca ARO şi-a făcut remarcată prezenţa în peste 40 de ţări, iar dovada cea mai concludentă o constituie faptul că peste 85% din producţia de autoturisme româneşti a întreprinderii de la Cîmpulung-Muscel este destinată exportului.

Printre ţările care importă de mai mulţi ani produsele ARO pot fi amintite Cehoslovacia, Polonia, R.D. Germană, China, Ungaria, Bulgaria, Chile, Congo, Columbia, Egiptul. Grecia, Italia, R.F. Germania, Franţa etc.

Meritele excepţionale de care se bucură astăzi ARO-ul românesc au fost consacrate şi în aprecierile cele mai elogioase obţinute la tîrguri, saloane, probe de testare, raliuri, precum şi la unele expediţii ştiinţifice internaţionale. Au fost cîştigate raliuri în Franţa şi Belgia, Italia, Columbia, Cehoslovacia şi R.F. Germania, fiecare dintre ele aducînd premii, cupe şi medalii. ARO M-461 a participat la expediţii ştiinţifice în Afganistan şi Pakistan şi la expediţia românească transafricană.

O confirmare strălucită a calităţii automobilelor de teren româneşti a fost demonstrată cu ocazia testelor organizate de revista vestgermană ,,HOBBY" în condiţii de teren cele mai vitrege practic posibil. Probele, care au durat şase zile, au testat autoturisme de teren a căror reputaţie este demult cunoscută: RANGE-ROWER, LAND-ROWER, NISSAN-PATROL, VOLKSWAGEN 181, CITROEN-MEHARI şi bineînţeles, ARO M-461.

Referindu-se la rezultatele obţinute în urma probelor de o atît de mare dificultate, revista vestgermană amintită scria următoarele: *,,Ca stea absolută a acestor maşini tot-teren s-a prezentat maşina românească" ARO M-461"*. Ea a fost urmată pe locul al doilea de automobilul japonez NISSAN-PATROL".

Drumul ascendent al mărcii ARO, devenită marcă de renume mondial, nu se opreşte aici. ,,Familia ARO" este foarte tînără. Printre laureatele concursului organizat recent cu prilejul Expoziţiei ,,Produse şi tehnologii noi în construcţia de maşini", autoturismul de teren românesc ,,ARO-241" a obţinut ,,Premiul I".

Emil Toma

Invenţii—Inovaţii

Procedeu de executare a electrozilor pentru maşini de prelucrat prin electroeroziune din răşini epoxi peliculizate cu metal.

Autori: ing. Florea V., ing. David C., Schmidt I,. Văcaru Gh.

Obiectul invenţiei (OSIM nr. 66730) se referă la un procedeu de execuţie a electrozilor pentru maşinile de prelucrat prin electroeroziune şi electrochimice din răşini epoxi peliculizate cu un strat de grosime variabilă funcţie de necesităţi.

Realizarea electrozilor prin metoda sus amintită se face cu ajutorul unui reproducător de forma şi dimensiunile electrodului executat de răşini, pe care se depune, după ce în prealabil a fost pretratat cu clorură stanoasă, un strat fin de grafit coloidal sau argint şi apoi în baia acidă stratul dorit de cupru. După realizarea peliculizării pe reproductor se depune un strat de umplere şi apoi se completează cu răşină în vederea obţinerii electrodului — sculă. Pentru facilitarea conductibilităţii electrice între stratul de cupru şi capul port-electrod existent la maşinile de prelucrat prin electroeroziune şi electrochimice se brazează pe stratul de cupru două tije metalice şi se armează cu sîrmă de cupru.

După realizarea formei electrodului-sculă se procedează la demularea acestuia din reproductor.

Aplicarea invenţiei prezintă următoarele avantaje tehnico-economice:

— Economie de metal de cca. 1000 kg/an/maşină de prelucrat prin electroeroziune.

— Economie de manoperă între 40—80% funcţie de complexitatea formei geometrice a electrodului comparativ cu metodele uzitate în realizarea acestor scule în prezent.

— Economie de forţă de muncă de înaltă calificare, urmare a tehnologiei foarte simple de execuţie a electrozilor după această metodă .

La ,,Uzina Tractorul" Braşov procedeul se aplică începînd din anul 1972 cu rezultate foarte bune.

Pentru utilizarea electrozilor din răşini epoxi peliculizaţi cu cupru se dau în cele ce urmează cîteva instrucţiuni.

Electrozii executaţi după procesul depunerii galvanice prezintă marile avantaje că la realizarea lor nu se utilizează maşini-unelte aşchietoare, este posibilă obţinerea rapidă şi la o precizie ridicată a oricărei forme geometrice tridimensionale, uzura specifică volumetrică este mai mică în comparaţie cu electrozii executați din cupru laminat ca urmare a gradului înalt de puritate și modificării rețelei cristaline.

Utilizarea electrozilor este posibilă pe orice mașină de prelucrat prin electroeroziune echipată cu generatoare de impulsuri isoenergetice (ISOPULSE) cum sînt de exemplu mașinile de fabricație elvețiană Charmilles sau Agietron.

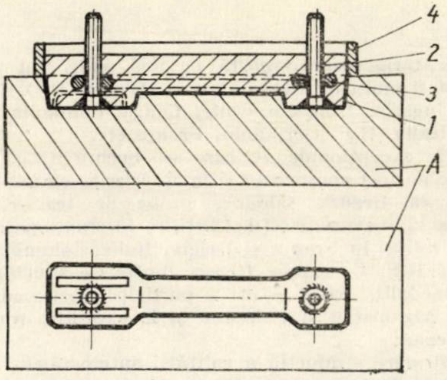


Fig. 1. Electrod piesă conform noului procedeu:

A – piesă de executat: *1* – strat de cupru depus prin noul procedeu; *2*–știfturi de prindere: *3, 4*– sîrme și bare din cupru pentru realizarea conductibilității electrice.

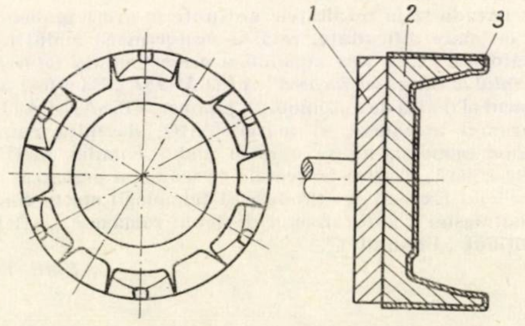


Fig. 2. Electrod pentru execuția matriței de forjat polul alternatorului:

1–suport portelectrod: *2*–corpul electrodului din rășină epoxi; *3*–strat de cupru depus prin noul procedeu.

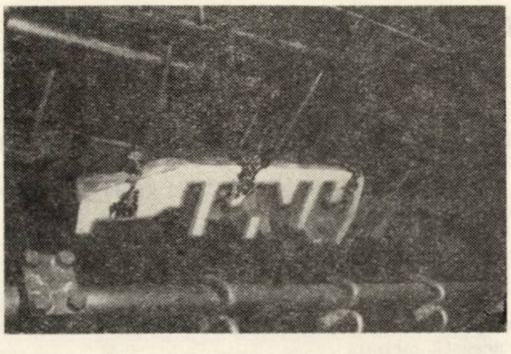


Fig. 3. Reproductor din rășină epoxi utilizat pentru realizarea unui electrod pentru matrițele de forjat arborele motor al tractorului. Stratul de cupru depus este de circa 1,5 mm.

Construcția electrozilor după acest procedeu permite prinderea pe capul port-electrod prin metodele clasice existente la mașinile din fabricația actuală și totodată adaptarea părții inactive pentru realizarea injectării sau aspirației lichidului dielectric.

Stratul de cupru variază (după necesități) de la 0,5 mm pînă la 2 mm.

Regimurile de lucru sînt identice cu cele aplicate la electrozii confecționați din cupru laminat după procedeele clasice (prin așchiere). În general tehnologia de lucru este dată în cărțile tehnice de utilizare a mașinilor de prelucrat prin electroeroziune.

Fig. 4. Exemplu de uzinare a unei matrițe de injectat mase plastice, pentru reperul „ochi de pisică" al autocamioanelor, tractoarelor, cu un electrod realizat prin acest procedeu.

Dacă se lucrează pe mașini de prelucrat prin electroeroziune de fabricație Charmilles echipate cu generator ISOPULSE P3 Multi-E 50 A–4 canale regimul de lucru este următorul:

1 – Eboș

– mașină – Charmilles D4
– generator – P3 Multi-E 50 y–4 canale –
– circuit: 1/2
– tensiune – 80 V
– durata impulsurilor: Buton A poz. 11
– durata intervalelor: Buton B poz. 9
– pulsație – 0
– amperaj – 24 – 25 A
– polaritate electrod – pozitivă

2 – Finițiune

– circuit 1//4 – max. 12,5 A.
– tensiune – 80 V.
– durata impulsurilor – Buton A – poz. 9
– durata intervalelor – Buton B poz. 7
– pulsație – 0
– amperaj – 8 – 10 A
– polaritate electrod: pozitivă.

Ing. *Augusta Moldovan*
IT – Brașov

Metodă nouă de bandaje în construcţia roţilor (genţilor) metalice, în vederea măririi duratei de exploatare a mijloacelor de transport

Economia naţională reclamă tot mai intens noi şi noi mijloace de transport, ceea ce impune constructorilor unor asemenea produse perfecţionarea lor din punct de vedere tehnic şi constructiv astfel întrucît să prezinte o mare siguranţă în exploatare şi o durată cît mai lungă de funcţionare.

În lumina acestor concluzii, un colectiv de inovatori de la întreprinderea „Tractorul" din Braşov, condus de inginerul Bogdan Vasile a întreprins o serie de studii şi încercări privind jenţile (roţile) metalice, aplicînd o metodă nouă de bandaje, cu rezultate foarte bune în exploatare.

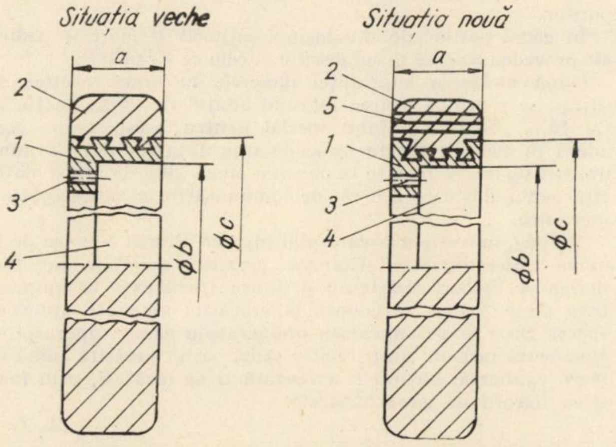


Fig. 1. Roţi pentru: remorci, electrocare etc. (bandajele de cauciuc vulcanizate pe jeanta metalică):

1 – jeantă metalică: *2* – bandajul de cauciuc: *3* – găurile de montaj (jeanta pe butucul roţii): *4*–butucul roţii: *5* – inserţie de relon (2–*n* straturi funcţie de cerinţele de exploatare).

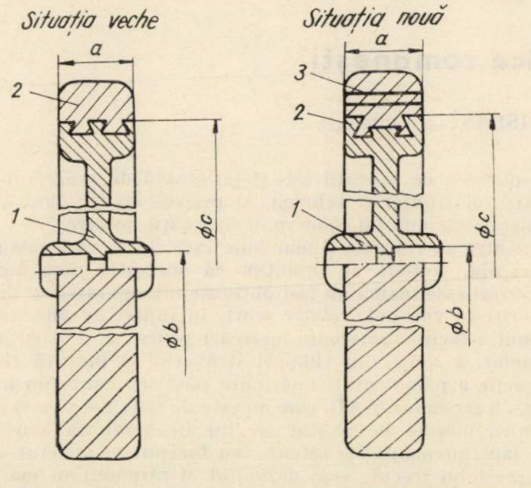


Fig. 2. Roţi pentru diferite mijloace de transport (cu bandajul de cauciuc vulcanizat direct pe roată):

1–roată metalică (OL. OT. FC Pl etc.): *2*–bandajul de cauciuc: *3*–inserţie de relon (2÷*n* straturi funcţie de cerinţele de exploatare).

Conform acestei metode roţile metalice, construite din OL, OT, Fc, Al etc. se execută ca în figurile 1, 2 şi 3, executînd pe circumferinţa lor o cavitate pe care se practică cozile de rîndunică la dimensiuni corespunzătoare gabaritului roţilor (jenţilor), materialului şi scopului urmărit. După această prelucrare, înainte de a se aplica bandajele de cauciuc, se sablează locul prelucrat cu alice metalice. Apoi se aplică bandajul (stratul de cauciuc, ales cu asigurarea unei durităţi „Shore" a rezistenţei la agenţi chimici, uleiuri etc.) din cauciuc cu inserţie de relon gumat. Aplicarea bandajului se face din interiorul cavităţii, asigurîndu-se o bună aderenţă a încastrării. Ţesătura de relon gumat folosit ca inserţie conferă bandajului o mare rezistenţă la rupere (superioară oţelului de circa 2 ori), firul avînd un diametru de aproximativ 0,5 mm. Vulcanizarea se face după tehnologia clasică, în matriţe de vulcanizare.

După cum este cunoscut, aplicarea soluţiei clasice prezintă o serie de neajunsuri care concură la reducerea duratei de exploatare a roţilor prin descălţările premature (bandajul cade de pe roţi sau jenţi metalice); producerea de fisuri radiale sau circulare; nesiguranţa în exploatare etc.

Metoda inovatoare, propusă, înlătură deficienţele enumerate, astfel încît, atît încastrarea bandajelor în cavitatea roţilor, cît şi straturile de inserţie utilizate, conduc la fixarea mai bună a bandajelor, eliminînd descălţările şi crăpăturile, inserţia avînd ca scop şi limitarea elasticităţii cauciucului.

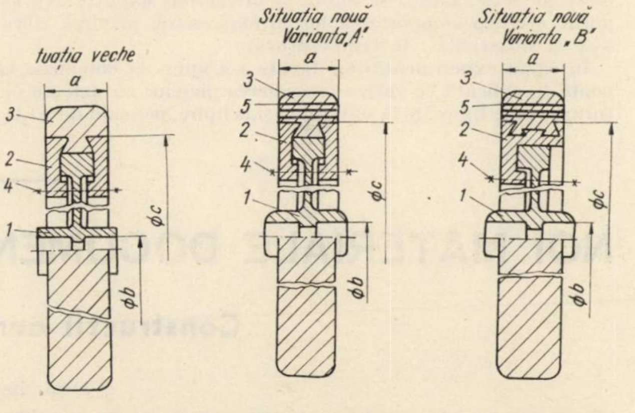


Fig. 3. Roţi pentru diferite mijloace de transport (cu bandaje de cauciuc sub formă de inele libere sau vulcanizate):

1–roată metalică: *2*–inele metalice de fixare sau jeantă, varianta „b": *3* – inelul de cauciuc lipit (vulcanizat var. „b"): *4* – şurubul de montaj: *5*–inserţie de relon (2÷*n* straturi funcţie de cerinţele de exploatare).

Straturile de inserţie din relon asigură o uzură uniformă a întregului bandaj de cauciuc, urmărind durabilitatea şi siguranţa în exploatare a roţilor folosite la actualele mijloace de transport. Totodată, se măreşte coeficientul de elasticitate dintre mijlocul de transport şi sol.

Faţă de vechiul procedeu, noua metodă nu schimbă preţul de cost, totuşi mărindu-se de aproximativ 4 ori durata de exploatare a roţilor mijloacelor de transport, preţul de cost va fi de 4 ori mai mic.

La întreprinderea „Tractorul" din Braşov se aplică această inovaţie cu rezultate foarte bune, specialiştii recomandînd-o şi altor unităţi producătoare de mijloace de transport, pentru care se poate pune la dispoziţie o documentaţie mai amplă şi chiar asistenţă tehnică.

A. C.

Procedeu şi materiale de adaos pentru remedierea prin lipire a pieselor turnate din aluminiu şi aliaje de aluminiu

În urma prelucrărilor mecanice se constată că piesele turnate din aluminiu sau aliaje de aluminiu au defecte de turnare ce constau din pori ascunşi, cu dimensiuni foarte mici, care nu pot fi depistaţi decît în urma probelor de presiune.

În acest caz rebutul este cert, deoarece piesele fiind prelucrate la cota finită nu mai pot fi recuperate. Acest inconvenient conducea la un consum mare de manoperă pentru prelucrări mecanice aferente rebuturilor, la consumul de scule, uzura utilajelor etc.

Remedierea pieselor cu defecte evidente încă după operaţia de turnare se făcea prin sudare cu flacără sau în mediu de argon, însă nu era eficientă datorită următoarelor inconveniente: după operaţia de sudare trebuie efectuată prelucrarea mecanică a sudurii; fiind încălzite la aproximativ 550—600°C piesele capătă deformaţii care le fac nefolosibile, rebutabile; datorită încălzirii puternice pentru remedierea defectelor aflate, există pericolul ca în zonele învecinate să se deschidă pori noi, mărunţi, fapt constatat în majoritatea cazurilor. Operaţia de sudare a aluminiului necesita utilaje speciale, materiale de adaos deficitare (fluxuri sau argon), precum şi sudori bine pregătiţi.

O altă metodă care se folosea era impregnarea cu răşini a pieselor turnate din aluminiu. Procedeul a dat rezultate bune, însă era o rezolvare provizorie, aplicîndu-se numai la piese de serie, fără a se aplica şi la cele de export. Nu s-a putut verifica comportarea lor în exploatare, privind vibraţiile şi rezistenţa la temperatură.

În urma experimentărilor făcute s-a ajuns la concluzia că poate fi aplicată cu succes remedierea pieselor cu defecte din turnare prin lipire. Şi la sudare ca şi la lipire, pelicula de Al_2O_3, existentă la suprafaţa pieselor, produce greutăţi datorită faptului că are temperatura de lipire de 2 050°C, faţă de 660°C a aluminiului pur, şi greutatea specifică de 3,85 g/cm^3, faţă de 2,7 g/cm^3 a aluminiului pur.

Inconvenientul poate fi înlăturat prin folosirea Cl_2Zn calcinată, care la temperatura de 250—425°C reacţionează cu piesa de aluminiu formînd Cl_3Al, care se volatilizează şi se autosublimă la 183°C.

Zincul topit se difuzează în masa poroasă a aluminiului turnat realizînd operaţia de lipire.

Operaţia se poate folosi cu succes numai în cazul microporilor.

În cazul porilor de dimensiuni mijlocii şi mari se aplică alt procedeu pe care îl voi descrie în cele ce urmează.

După curăţarea suprafeţei pieselor, în urma reacţiei cu Cl_2Zn, se continuă lipirea folosind aliajul Cu 70%, Zn 15,%, Cd 15% pregătit în mod special pentru acest scop, care aderă în condiţii foarte bune de suprafaţa poroasă, formînd lipituri sigure, rezistente la presiuni mari (30—35 atm), datorită cadmiului care are rol de îmbunătăţire a proprietăţilor mecanice.

Metoda, inovaţie a tovarăşului inginer Ciurtu Nicolae de la uzina ,,Electroputere" Craiova, prezintă avantaje ca: formarea de lipituri rezistente şi sigure; rezistenţă la temperatură peste 200°C; rezistenţă la vibraţii; se poate aplica cu succes chiar şi pe suprafaţa prelucrată a piesei; operaţia se efectuează într-un timp relativ scurt şi nu necesită mînă de lucru calificată, putînd fi executată şi de lăcătuşi, prin folosirea flăcării de gaze naturale.

A. C.

◆

NOI MATERIALE DOCUMENTARE

Construcţii aeronautice româneşti

Dipl. ing. Ştefan ISPAS –M.I.C.M.U.E.

Consideraţii generale

Parte componentă a domeniilor prioritare şi de perspectivă ale cercetării şi producţiei, prezentîndu-se ca ramură industrială de înaltă tehnicitate şi complexitate, aeronautica, realizează astăzi mijloace de zbor de o largă diversitate şi utilitate, menite să aducă omului modern al societăţii noastre economisirea celei mai preţioase ,,materii prime" de care dispune, TIMPUL.

Realizarea unor aparate moderne, de utilitate ştiinţifică sau economică a trecut de la fazele spectaculoase care ne fascinau pînă nu de mult prin inedit şi temeritate, la faza de eveniment cotidian, care parcă cu cît apar mai des şi sînt mai complexe, cu atît ne surprind mai puţin şi stimulează dorinţa de a se realiza altele şi mai bune.

Avioanele şi navele spaţiale actuale, zboară cu viteze supersonice şi cosmice şi parcurg distanţe altădată legendare, în timpi care se măsoară în ore. Citez ca exemplu care s-a repetat de mai multe ori de către nave spaţiale sovietice şi americane, parcurgerea distanţei Pămînt-Lună. Nava lui L. Armstrong de exemplu a parcurs această distanţă în ,,102 ore 45 minute şi 42 secunde".

Cită diferenţă între viteza de 160 km/oră cu care Charles Lindbergh a legat Parisul de New-York — traversînd oceanul Atlantic în 1927 — şi viteza de circa 30 000 km/oră cu care s-a parcurs distanţa Pămînt-Lună! Şi totuşi, pentru contemporani surprinderea şi satisfacţia au fost poate la fel de mari! A rămas omul la aceleaşi exigenţe? Nu sesizează colosala diferenţă dintre un eveniment şi altul? Nicidecum! Identitatea de senzaţii este determinată de progresul civilizaţiei, al ştiinţei şi tehnicii, al perfecţionării cunoştinţelor generale ale omului modern al societăţii noastre.

Pentru a evidenţia şi mai bine laturile de bază ale acestui domeniu, trebuie să amintim că succesele răsunătoare şi realizările de seamă au fost obţinute într-un interval de timp, istoriceşte vorbind, relativ scurt, în raport cu alte domenii. Omul a făcut numeroase încercări pentru a se desprinde de pămînt, a dorit din timpuri străvechi să învingă forţa de atracţie a pămîntului şi să imite păsările. Amintim în acest sens, legenda lui ICAR, care nu este numai ficţiune şi schiţele pentru maşina de zburat ale lui Leonardo da Vinci. Dar, de fapt, preocupările intense, au început în ultimul deceniu al secolului trecut, s-au dezvoltat şi răspîndit în mai multe ţări, şi au marcat realizări deosebite în ultimii 20—30 ani. Practic vorbind, vîrsta aviaţiei — a aparatelor de zbor mai grele decît aerul — este mai mică de un secol!

Începînd din anul 1906, cînd Traian Vuia a realizat primul zbor mecanic din lume cu mijloace proprii de bord şi pînă în prezent, în România s-au construit aproximativ 80 de tipuri de avioane din care 70 în concepţie proprie, 3 tipuri de hidroavioane din care 2 în concepţie proprie şi 21 tipuri de planoare, toate de concepţie românească.

Constructorii sau piloţii, planoriştii sau aeromodeliştii, tehnicienii sau experimentatorii, reprezentanţii României nu s-au mulţumit să înveţe din experienţa şi practica altora. Pe baza unor eforturi asidue şi îndelungate, ei şi-au însuşit aproape tot ce era inventat la vremea lor şi nemulţumiţi parcă de realizările timpului, au adus soluţii noi şi originale, care au îmbogățit patrimoniul de idei și de construcții ale aviației românești și mondiale, dînd astfel cea mai valoroasă contribuție dezvoltării aviației – inteligența lor. Mărturii de necontestat sînt rezultatele obținute de Traian Vuia realizatorul primului zbor cu mijloace proprii de bord, de H. Coandă creatorul primului avion cu reacție din lume, de Aurel Vlaicu constructorul și pilotul unor avioane românești cu totul originale, precum și alte realizări în domeniul aerodinamicii teoretice și experimentale, al proiectării și construcțiilor, aparținînd unor colective de specialiști conduse de academicianul E. Carafoli, prof. Ion Stroescu, prof. ing. Ion Grosu, ing. Radu Manicatide, ing. I. Silimon și alții.

Construcții de avioane

După încercările temerare desfășurate în condiții foarte grele – dar încununate de succes – ale precursorilor aviației românești și mondiale T. Vuia, H. Coandă și A. Vlaicu, în România aviația a prins rădăcini puternice, care au generat grație preocupărilor unor oameni clarvăzători și entuziaști la început nuclee dispersate de construcții și apoi o industrie de aviație autentică.

Prima tentativă de fabricație în serie a unor avioane a avut loc în anul 1910 cînd în atelierele aerodromului Chitila a început fabricația a patru avioane licență Farman.

Încercarea, reușită de altfel, a avut loc ca urmare a rezultatelor pe care piloții francezi și români le-au obținut în diverse zboruri demonstrative organizate la București – cu avioane Farman. Primul război mondial, în care s-au făcut încercări de folosire a avioanelor în scopuri militare de observație, recunoaștere, legătură, etc. a stingherit însă fabricația de avioane în România, iar urmările acestuia ne-au permis reluarea fabricației decît în anul 1922. Din acest an și pînă în 1924 s-au construit la Arsenalul aeronautic din București și la ASTRA Arad cîteva prototipuri din care cele mai reușite au fost avioanele ,,Proto 1'' și ,,Proto 2'' de concepție românească, fabricate în număr de 50 bucăți pentru aviația militară.

Între anii 1922 și 1925 în Arsenalul aeronautic s-au construit după licență 72 de avioane de tip Brandenberg –269, și s-au transformat 10 avioane militare de tip ,,de Havilland'' pentru transport de pasageri și mărfuri.

Arsenalul aeronautic, creat imediat după primul război mondial în 1918, din atelierele ,,Rezerva generală a aviației'' a fost prima unitate în care a început fabricația de avioane, în paralel cu revizuirea și repararea avioanelor militare. Această unitate, dotată în general cu utilaje proprii reparațiilor, a putut satisface nevoile de construcții ale aviației pînă în jurul anilor 1924–1925.

Dezvoltarea forțelor de producție, precum și progresele înregistrate de aviație, atît pe plan militar cît și în transportul civil, au determinat trecerea la o producție industrială de avioane, și, ca urmare, la 1 decembrie 1925 a luat ființă societatea ,,Industria Aeronautică Română'' la Brașov.

Fabricația a început în februarie 1927, cu montarea în licență a avioanelor ,,Morano-Saulnier'' echipate cu motoare rotative ,,Gnöme-Rhöne'' și a avioanelor ,,Potez 25'', echipate cu motoare ,,Lorraine-Dietrich 450''. În această perioadă uzina își pregătește cadrele necesare și baza materială, trecînd la elaborarea unor proiecte proprii de avioane. Începînd cu anul 1931 în paralel cu fabricația în licență a unor avioane de concepție străină ,,Fleet-F 10'' de școală, P.Z.L.–11 F și P–24 de vînătoare, se organizează fabricația primelor avioane originale românești.

În perioada 1930–1938 în uzina IAR-Brașov s-au construit avioanele de vînătoare IAR CV-11, IAR-12, IAR-16, avioane de școală IAR-21 și IAR-22, avioanele pentru raiduri lungi IAR-23 și IAR-24, avionul de antrenament IAR-27.

Trebuie remarcat că deși la începutul fabricației cu cadre relativ tinere, cu o bază materială și tehnică în dezvoltare și cu o experiență încă insuficientă– avioanele originale românești construite la IAR-Brașov s-au impus prin forma lor aerodinamică, prin construcțiile inovatoare și mai ales prin performanțele obținute. Pentru ilustrare se citează doar cîteva exemple. Avionul IAR. CV-11 avea aripa amplasată jos la baza fuselajului, soluție nouă pe vremea aceea introdusă cu mult curaj de colectivul de ingineri și proiectanți români, condus de E. Carafoli. Cu acest avion a fost egalat recordul mondial de viteză (306 km/h). Avionul IAR-15, o variantă dezvoltată a tipurilor anterioare a demonstrat în zborurile executate, calități remarcabile și a stabilit recordul național de înălțime (11 631 m).

Bine s-au comportat și avioanele IAR-22, IAR-23 și IAR-24 în raidurile executate în Europa , Africa și Asia.

Aceste rezultate au confirmat capacitatea creatoare și spiritul inventiv al poporului român, în condițiile unei producții industriale de serie.

În continuare, în perioada 1938–1942, uzina a trecut la fabricarea unor avioane militare cu caracteristici îmbunătățite și cu performanțe similare avioanelor din aceeași categorie care se fabricau în Europa. Astfel au fost construite avioanele de recunoaștere IAR–37, IAR–38, IAR–39 și IAR–47, avioanele de vînătoare IAR–80 și avioanele de vînătoare și bombardament în picaj IAR –81.

Revelatorie pentru nivelul atins în această etapă de construcțiile aeronautice românești, este prezența avionului IAR–80(81) care prin performanțele sale s-au situat printre cele mai bune avioane ale timpului, la categoria sa. Astfel, din circa 23 tipuri de avioane de vînătoare existente în lume în acea vreme, IAR–80 ocupa locul trei cu o viteză de 530 km/h, după avionul englez Hawker Huricane–570 km/h și avionul american Curtiss P–37 550 km/h.

Avionul era monoloc, cu aripă joasă, construcție metalică– tren escamotabil, echipat cu un motor de concepție românească de 1 000 CP (14 K IV C 32–1 000 A) și tot echipamentul de luptă necesar unui avion de vînătoare (sau bombardament în picaj).

Putînd zbura pînă la o înălțime de 11 500 metri, și avînd o viteză maximă de 530 km/oră, avionul a constituit pentru mult timp vînătorul de bază din înzestrarea aviației militare române.

În paralel cu fabricația de avioane ronânești, a continuat fabricația unor tipuri de avioane în licență, așa cum a fost cazul bimotorului greu de bombardament IARS–79 B (Savoia) și a vînătorului Messerschmitt–109–G.

Dar o problemă atît de complexă, așa cum este producția de avioane din toate timpurile, nu se putea face fără o dezvoltare corespunzătoare a unor ramuri industriale adiacente. Astfel, a luat naștere oțelăria și forja ,,Poldi-IAR'', fabrica de aparate de bord ,,Prerom'', fabrica de accesorii ,,Getop'', fabrica de aparate foto și de navigație ,,A.C.T.A.'', fabrica de aparate optice de precizie ,,I.O.R.'', Semat''–București, fabrica de trenuri de aterizare și frîne, Fabrica de scule ,,Tohan'', fabrica de parașute ,,Irving'', întreprinderea ,,Manuțiu'' care producea produse pirotehnice, precum și altele .

În același timp au început preocupări pentru producerea în țară a unor materiale necesare construcțiilor aeronautice.

Constituind nucleul principal al industriei aeronautice române, fabrica IAR s-a dezvoltat continuu și în cei aproape 20 de ani de existență a produs peste 30 tipuri de avioane în peste 1 000 de exemplare, din care mai mult de jumătate originale, a fabricat 8 tipuri de motoare din care cele mai puternice aveau 1000 CP–în peste 2000 exemplare, echipamente de bord diverse, lansatoare de bombe, etc.

La apogeu, uzina ajunsese la cca 8000 de salariați și prin utilarea sa tehnică, prin specialiștii ce o încadrau și mai ales prin realizările remarcabile obținute, se situa cu autoritate necontestată, printre unitățile de aviație cu un bun renume în Europa.

Rezultatele de prestigiu obținute de IAR–Brașov au stimulat interesul pentru aviație și la cîțiva ani după înființarea acesteia, se dezvoltau la București, în jurul anului 1930, două întreprinderi S.E.T.* și I.C.A.R.**. Aceste întreprinderi au participat în prima etapă la diversificarea producției de avioane, iar mai tîrziu chiar la realizarea unor avioane militare concepute la Brașov.

Fabrica S.E.T. care a luat naștere dintr-o secție aeronautică înființată în 1923, s-a dezvoltat continuu și a produs pînă în 1944 circa 550 avioanele noi de serie, a reparat 450 de avioane și a produs piese de schimb, în volum echivalent cu 132 avioane. Dintre avioanele fabricate în serie mare se amintește avionul ,,Fleet'' construit după licența engleză, în număr de 200 exemplare.

---

* Societatea pentru exploatări tehnice.

**Întreprinderea pentru construcții aeronautice române.

Întreprinderea I.C.A.R. a fost înfiinţată în anul 1932. Pînă în anul 1939 întreprinderea s-a dezvoltat relativ lent executînd prototipuri diverse şi avioane în cantităţi reduse.

În paralel cu fabricaţia unor avioane, s-au mai fabricat aripi pentru avioanele Savoia, canalizaţia pentru ulei şi benzină, scule şi alte piese pentru aviaţie. În afara avioanelor concepute de specialiştii întreprinderii, aceasta a mai construit, începînd din anul 1939 în licenţă, 400 exemplare avioane ,,Fleet" şi 300 exemplare avioane ,,Fiesler".

Dintre avioanele construite de aceste uzine s-au remarcat avioanele I.C.A.R. ,,Universal" şi I.C.A.R." de transport cu 8 locuri.

Performanţele avioanelor construite la fabrica I.C.A.R. au fost confirmate de numeroase recorduri şi participări la mitinguri naţionale şi internaţionale a căror încununare a constituit-o strălucitul raid realizat cu 3 avioane I.C.A.R. pe distanţa Bucureşti—Cape-Town. De asemenea avioanele construite la fabrica S.E.T. pentru şcoală, antrenament şi vînătoare, s-au remarcat prin siguranţă în funcţionare, robusteţe şi versatilitate. Dintre rezultatele obţinute în competiţiile internaţionale merită semnalată legătura rapidă Bucureşti-Saigon, obţinută de piloţii români cu avioane de tipul S.E.T.

Paralel cu dezvoltarea construcţiilor de aviaţie şi-a continuat activitatea şi Arsenalul aeronautic care s-a dezvoltat cu profil principal, reparaţia tehnicii de aviaţie şi marină din înzestrarea armatei. Sediul principal era în Bucureşti şi avea unităţi pe teritoriul ţării la Mediaş, Galaţi, Tecuci; ca echipare tehnică şi număr de salariaţi A.S.A.M. constituia, după IAR-Braşov o a doua mare întreprindere de aviaţie în România.

Enumerînd succint principalele realizări, precum şi întreprinderile de aviaţie în care au fost înfăptuite, se impune pe deplin justificată, concluzia că România a fost prezentă încă de la realizarea primelor aparate de zbor, printre ţările cu preocupări în acest domeniu, că avioanele construite, la început în licenţă şi apoi în concepţie proprie, s-au situat prin performanţele lor, la nivelul celor mai bune tipuri realizate în lumea contemporană, că industria aeronautică română era o ramură de vîrf a economiei româneşti care a influenţat prin consecinţe pozitive şi alte ramuri industriale.

Activitatea de construcţii aeronautice a continuat, şi în 1946, în noua uzină de tractoare (fostă IAR) un grup de specialişti condus de inginerul Radu Manicatide reia construcţia de avioane uşoare, şi, după 3 ani de studii şi încercări, realizează prototipul avionului IAR 811 de şcoală, care zboară în 1949. Urmează un nou avion biloc de şcoală, antrenament şi acrobaţie IAR—813, care se fabrică în unitatea U.R.M.V. Braşov (Uzina de reparaţii material volant), în cantitate de 80 de exemplare, În 1953, se realizează IAR—814, avion de comandament, primul bimotor de concepţie românească.

În anul 1953 colectivul uzinei scoate prototipul primului avion utilitar românesc IAR—817 care s-a fabricat în varianta sanitară în număr de 30 bucăţi. Concomitent, se fabrică o serie de 10 avioane bimotoare de transport uşor MR—2, cu 6 locuri livrate întreprinderii TAROM în 1957.

În paralel cu fabricaţia de avioane uşoare, s-a dezvoltat şi fabricaţia de planoare, creatorul lor fiind ing. Iosif Silimon. De remarcat că pentru antrenarea tineretului român în zborul fără motor toate planoarele au fost asigurate din producţia internă.

Activitatea de construcţie începută la U.T.M.V. Braşov continuă la I.R.M.A. Băneasa, unde în 1960 se omologhează avionul utilitar IAR—818, în variantele sanitar şi curier. În 1961 avionul se omologhează în varianta agricolă, iar în 1964 în varianta hidroavion. În 1967 se realizează avionul IAR—821 agricol cu calităţi deosebite. Uzina a livrat pînă în prezent peste 100 avioane din aceste tipuri, pentru aviaţia sanitară, aviaţia agricolă şi şcolile de pilotaj.

Merită să fie relevată în acest sens şi preocuparea inginerului Silimon Iosif, care în ultimii ani a realizat un avion utilitar complet metalic şi cu tren triciclu.

Preocupări privind construcţia şi modernizarea avioanelor au existat, de asemenea şi într-o serie de ateliere cu profil de reparaţii, cum a fost de pildă A.R.M.V. Pipera.

În anii 1952—1953 în aceste ateliere se realizează celula unui avion IAR—11 după licenţă sovietică. Pentru îmbunătăţirea procesului de pregătire a piloţilor, inginerii de aviaţie din această unitate, au transformat în anii 1949—1950 un avion IAR—80 monoloc în biloc. Ulterior s-au modificat încă 10 bucăţi. Transformări asemănătoare s-au făcut şi asupra avioanelor I.A.K—23 în anii 1957—1958.

În această perioadă în România s-au proiectat şi construit circa 15 tipuri de avioane uşoare originale şi cîteva tipuri de planoare, livrîndu-se economiei naţionale peste 200 avioane diverse.

În condiţiile de progres continuu al economiei româneşti şi de diversificare largă a construcţiei de maşini, în România socialistă au fost stabilite sarcini de valorificare a potenţialului material şi uman, a tradiţiilor în scopul satisfacerii unor necesităţi de material aeronautic. În prezent se află în producţie avionul agricol IAR —826 solicitat la export care a fost urmat de o variantă ,,dublă comandă", planoarele IS 28, IS 280, IS—29, şi avionul de şcoală IAR 823.

O acţiune de succes o constituie cooperarea cu firma Britton Norman Ltd, din Anglia în baza căruia România realizează avionul de transport uşor BN—2 ISLANDER. Se vor realiza un număr de cîteva sute de avioane integral pentru export. În anul 1969, în august a fost realizat prototipul, iar începînd cu anul 1970 s-a trecut la serie, aproximativ 50 de avioane pe an. Exemplarele fabricate în România au fost apreciate pozitiv de firma BNL şi de beneficiari, iar cîte o bucată a fost expusă la Expoziţia din anul 1969 la Bucureşti şi la Tîrgul—Internaţional din Leipzig.

O altă acţiune importantă de cooperare o constituie fabricaţia sub licenţă a elicopterului uşor Alouette III, Primele bucăţi au fost realizate în anul 1971, iar din anul 1972 s-a trecut la producţie de serie în fazele de integrare planificate. Rezultatele obţinute, aprecierile firmei SNIAS şi a beneficiarilor interni, confirmă un debut pozitiv.

Construcţii de motoare

În paralel cu construcţia de avioane, în România, au existat preocupări şi în domeniul realizării motoarelor de aviaţie. Primii Români care au încercat să construiască motoare au fost: Traian Vuia care a imaginat şi realizat un motor cu anhidridă carbonică şi H. Coandă care—aşa cum se ştie—a realizat primul motor cu reacţie din lume.

În România, primul motor de avion a fost construit în anul 1923 la fabrica ,,ASTRA" din Arad, după modelul ,,MARTA-BENZ" şi a echipat avionul ,,ASTRA—Seşefschi" construit la aceeaşi uzină. Motorul era în linie cu şase cilindri independenţi unul de altul, înconjuraţi de cîte o cămaşă pentru circulaţia apei de răcire şi avea o putere de 270 CP. Carburaţia era asigurată de cîte un carburator pentru fiecare grup de trei cilindri. Carburatoarele erau încălzite cu apă caldă, care la întoarcerea de la cilindri spre radiator, trecea prin camere speciale amenajate în corpul fiecărui carburator. Motorul putea trece de la un regim redus de 60—70 rotaţii pe minut la un regim ridicat de 1400 ture.

S-a insistat asupra unor amănunte pentru a ilustra progresul care se făcuse în acest domeniu, ştiut fiind că la acea dată nu trecuseră decît 17 ani de la zborul primelor aparate mai grele decît aerul, iar una din marile dificultăţi ale începuturilor aviaţiei o constituise lipsa motoarelor specifice unor astfel de aparate.

Fabricaţia industrială în serie a motoarelor de avion România a început cu motoarele de tip ,,GNOME—RHONE"—rotative cu nouă cilindri în stea şi cu motoarele ,,LORRAINE—DIETRICH" de 450 CP, cu 12 cilindri în ,,V"—răcite cu aer. Acestea au fost fabricate la IAR-Braşov în licenţă, pentru echiparea avioanelor ,,MORANE— SAULNIER MS—35" şi ,,POTEZ -XXV", aparate cu care fabrica de la Braşov şi-a început, de fapt,— aşa cum s-a arătat—producţia în anul 1928. În continuare, la aceeaşi uzină s-au mai fabricat în serie alte două tipuri de motoare în licenţă: ,,GIPSY—MAJOR" de 130 CP, pentru echiparea avioanelor FLEET F—G10",, IAR—22 şi ICAR—Universal, precum şi ,,GIPSY—SIX" de 190 CP (motor fabricat sub denumirea de IAR—6 G.1"), pentru avioanele IAR—27 şi ,,NARDI FN—305".

În anul 1936. se realizează, după model, primul motor de avion românesc, fabricat în serie la IAR—Braşov. Este vorba de motorul ,,IAR—K.9", cu nouă cilindri în stea, răcit cu aer, care avea următoarele caracteristici:

- putere nominală 640 CP la înălţimea de 4000 m;
- cilindree totală 24,86 litri;
- greutate 437,5 kgf.

Motorul ,,IAR—K—9" era superior motorului francez de tip ,,GNOME—RHONE" care fusese luat ca model. Din cele 648 de repere cîte avea motorul, numai 65(—10%) erau comune cu modelul restul de 583 (—90%) fiind esenţial diferite în ceea ce priveşte concepţia, materialele şi uzinajul.

În aceleaşi condiţii, la I.A.R—Braşov s-au fabricat în serie alte două motoare: IAR—K 7, montat pe avioanele S.E.T—7 KB şi S.E.T—7KD şi IAR—K 14 montat pe avioanele P.Z.L—24, IAR—37 şi IAR—39.

Ultimul motor realizat de fabrica de motoare I.A.R. a fost o variantă îmbunătăţită a tipului ,,IAR—K—14", cunoscut sub denumirea ,,IAR—1000 A" care a echipat avioanele de vînătoare IAR—80 şi IAR—81.

Motorul era de nivel tehnic ridicat, comparabil cu cele mai bune tipuri realizate pe plan mondial şi a fost, pe lîngă formula aerodinamică bine studiată a celulei—una din cauzele care au permis avionului IAR—80 (81) să atingă o viteză maximă de 530 km/h.

Principalele caracteristici erau:

- Tipul =IAR K—14 ,,1 000 A";
- Număr de cilindri =14—în dublă stea;
- Puterea maximă la decolare =1000 CP la H=3200 m;
- Supraalimentat cu presiune la admisie=1000 mm Hg;
- Turajul maxim =2300 t/minut;
- Turajul maxim elice =1750 t/minut;
- Raportul de reducere la elice =2/3;
- Greutatea =720 kgf;
- Diametrul =1 267 mm

Prelucrarea automată a datelor (II)

Ing. Marius MENDELOVICI — I.N.I.D. — Bucureşti

1.2. Calculatorul electronic

1.2.1 Definiţie

Există foarte multe definiţii ale calculatorului electronic, dintre acestea cele mai semnificative ni s-au părut următoarele:

Din punct de vedere *funcţional*, calculatorul electronic este un ansamblu de echipamente capabil să înmagazineze informaţii şi să permită prelucrarea datelor cu viteze remarcabile.

Astfel, calculatorul electronic apare ca un valoros auxiliar al omului în exercitarea funcţiei de decizie, el înlocuind diada ,,experienţă-intuiţie", veche de mii de ani, prin diada ,,informaţie-raţionament".

Definiţia *structurală* a calculatorului electronic este următoarea:

Calculatorul electronic este un ansamblu de automate interconectate.

1.2.2.Clasificarea calculatoarelor electronice

Principalele trei criterii de împărţire a calculatoarelor electronice sînt:

a) după tip; b) după destinaţie; c) după capacitate.

a) *După tip*, calculatoarele electronice pot fi numerice (sau digitale, sau cifrice) şi analogice, această clasificare ţinînd seama de modul de reprezentare a datelor în interiorul calculatorului.

Calculatorul numeric operează asupra reprezentărilor numerelor reale sau aspra altor caractere codificate numeric. Pentru aceasta, el dispune de o memorie— în care păstrează programe şi date—şi rezolvă diferitele probleme prin calcule exacte: adună, scade, înmulţeşte, împarte, compară.

În virtutea acestei capacităţi de a manevra date numerice şi alfabetice cu mare precizie şi viteză, calculatoarele numerice sînt cele mai adecvate pentru rezolvarea problemelor numerice.

Calculatorul analogic, după cum indică şi numele, realizează un model analogic al reprezentării matematice şi operează asupra acestui model.

Calculatorul analogic manevrează date sub formă de cantităţi fizice continuu variabile, cum ar fi: tensiunea sau intensitatea curentului electric, temperatura, presiunea turaţia ş.a.m.d.; el este, astfel, un dispozitiv de măsurare calculele efectuîndu-se de fapt prin măsurări întocmai cum se obţine produsul a două numere utilizînd rigla de calcul.

Din punct de vedere funcţional, calculatorul analogic foloseşte proprietăţile impedanţelor electrice; astfel, mărimea tensiunii la bornele unei inductanţe este proporţională cu derivata mărimii intensităţii curentului; mărimea tensiunii la bornele unei capacităţi este proporţională cu integrala mărimii curentului, iar mărirea tensiunii la bornele unei rezistenţe este proporţională cu mărimea curentului care trece prin ea.

Funcţiile calculatorului analogic sînt realizate prin combinaţii de capacităţi, inductanţe, rezistenţe şi traductoare. Mai există şi *calculatoare hibride*, realizate prin interconectarea calculatorelor analogice şi numerice, intrările făcîndu-s analogic, iar calculele efectuîndu-se numeric (sau invers)

b) *După destinaţie*, calculatoarele electronice pot fi universale (,,general-purpose") sau specializate (,,special-purpose") în funcţie de flexibilitatea lor de operare.

Calculatorul universal este caracterizat prin faptul că poate rezolva o mare varietate de probleme. Teoretic, el poate fi adaptat cu ajutorul unei secvenţe modificabile de instrucţiuni, să prelucreze orice problemă calculabilă din oricare domeniu de activitate umană (ştiinţă, tehnică, economie, ş.a.m.d.).

Calculatorul specializat a fost conceput pentru a rezolv numai probleme ce aparţin unei clase restrînse de aplicaţii. De aceea, operaţiile pe care calculatorul le execută pot fi realizate cablat.

Astfel de calculatoare se folosesc în domeniul militar (construcţii aeronautice, balistică etc.), la conducerea proceselor industriale, la rezolvarea ecuaţiilor ş.a.m.d.

c) *După capacitate*, calculatoarele electronice (numerice) pot fi împărţite ţinînd seama de cantitatea maximă de informaţie (măsurată în biţi, baiţi sau caractere, cuvinte, kilobaiţi* ş.a.) ce poate fi memorată în memoria internă.

Se diferenţiază astfel trei clase calculatoare: mici, mijlocii şi mari.

Calculatoarele mici au o memorie de pînă la 16 K baiţi, cele mijlocii merg pînă la 512 K baiţi, iar calculatoarele mari au peste 512 K baiţi, ajungînd chiar la cîteva mii de kilobaiţi.

Posibilităţile calculatorului sînt strîns legate de capacitatea memoriei interne. Astfel, pe cînd un calculator mic constă dintr-o unitate centrală capabilă de viteze de prelucrare de ordinul a mii de operaţii pe secundă, posedînd ca dispozitive de intrare-ieşire unităţi cu cartele perforate şi o imprimantă rapidă, iar ca memorie externă cel mult 4 unităţi de bandă magnetică (cum este cazul configuraţiei Bull G. E. Gamma 10), la un calculator mijlociu vitezele de prelucrare ajung pînă la 500 000 operaţii pe secundă, iar configuraţia de calcul este mult mai complexă: unităţi de discuri magnetice, display-uri, plottere, mult mai multe unităţi de bandă magnetică, posibilităţi de multiprogramare şi teleprelucrare (ca de exemplu la IRIS 50 sau Felix C-256).

Calculatoarele mari ajung la viteze de prelucrare de cîteva milioane de operaţii pe secundă, permiţînd operarea în timesahring (divizarea timpului la mai mulţi beneficiari) şi multiprocessing (multiprelucrare).

1.2.3. Elementele principale ale calculatorului electronic

S-a arătat deja (la §1.2.1.) că un calculator electronic este, de fapt, un dispozitiv automat.

---

* 1 kilobait=1 Kbait= 2^{10} baiţi=1024 baiţi.
1bait= 8 biţi (uneori 6 biţi); 1 bit= o cifră binară (0 sau 1)

După Ned Chapin, ,,un calculator automat * este o mașină care manipulează simboluri, conform unor reguli date, într-o manieră predeterminată și autodirijată".

Cel mai semnificativ cuvînt, din această definiție, care face distincția clară între un ,,computer'' și alte mașini sau dispozitive de calcul (cum ar fi calculatoarele de birou) este ,,autodirijarea'' (în original: self-directed).

Computer-ul are capacitatea de a accepta date, de a le prelucra și de a furniza rezultate, toate acestea fără intreventția omului, deși regulile care stau la baza acestor operații trebuie să fie inițial stabilite de om.

Conform definiției de mai sus, un calculator automat este caracterizat prin *cinci elemente principale* :

1) are un set de posibilități ,,cablate'' (în original : built—in), suficient de bogat pentru a putea, în mod virtual, să realizeze orice sarcină ce poate fi clar definită, inclusiv comunicarea cu unitățile periferice și comanda acestora ;

2) este comandat de un ,,program'' memorat intern și astfel poate opera fără intervenția omului ;

3) instrucțiunile din acest ,,program'' definesc locațiile datelor—adică locul unde se găsesc acestea în memorie—și nu datele cu care se operează, aceasta permițînd ca—cu aceleși instrucțiuni—să se manevreze orice date.

4) programul poate fi ușor modificat ; astfel, prin simpla schimbare a setului de instrucțiuni, același calculator poate fi folosit în multe lucrări diferite ;

5) programul memorat poate conține anumite instrucțiuni care să provoace schimbarea însăși a programului, calculatorul trecînd automat de la o lucrare la alta, sau—în cazul ,,autoinstruirii''—calculatorul modificîndu-și chiar maniera în care tratează o anumită lucrare.

Aceste elemente conferă calculatorului automat un loc privilegiat în rîndul mașinilor, mai ales pentru proprietatea sa de a putea să se adapteze ,,mediului '' în care lucrează. De aceea se și vorbește despre ,,inteligență artificială'' sau ,,creier electronic'' ș.a.m.d., deși o reprezentare a calculatorului în termeni antropomorfici poate fi considerată, deocamdată, drept o exagerare.

Pe lîngă cele cinci elemente calitative prezentate mai sus, un calculator automat este caracterizat și prin anumite elemente cantitative, dintre care se remarcă *viteza* extraordinară de calcul—milioane de operații pe secundă—și *capacitatea de memorare* care permite accesul rapid la cantități enorme de date.

1.3. Schema-bloc a unui calculator electronic numeric

Am văzut că un calculator este constituit dintr-o unitate centrală și unități situate la periferia acesteia, denumite ,,periferice''.

Unitatea centrală—sau procesorul central—conține memoria internă (sau principală), blocul de comandă și blocul aritmetic—logic.

Perifericele cuprind atît memoria externă (sau auxiliară) cît și dispozitivele de intrare—ieșire prin care se face legătura cu lumea exterioară'',.

În figura 1 se prezintă principalele blocuri ale unui calculator electronic, indicîndu-se fluxul de informații (linii pline) și fluxul de comenzi (linii întrerupte).

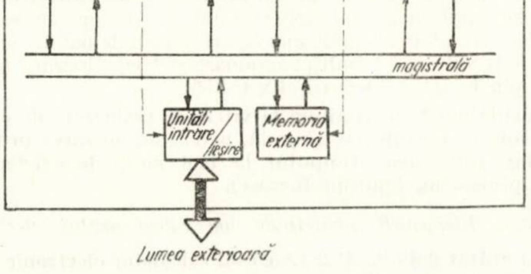


Fig. 1

1.3.1. Memoria internă

Memoria internă este un bloc funcțional care trebuie să satisfacă condițiile următoare: să cuprindă un număr de ,,celule'' în care să se poată introduce și din care să se poată extrage date ; o informație nou introdusă înlocuiește pe cea precedentă ; fiecare celulă are un număr de ordine, denumit ,,adresă''* ; toate celulele au același număr de biți ; timpul de acces la memorie—timp în care se poate înscrie sau ,,citi'' din memorie—este independent de adresă, adică accesul este aleator.

Majoritatea memoriilor interne au citirea distructivă, fiind necesară reînscrierea informației citite dacă este dorită reținerea în memorie a acesteia.

Spre deosebire de acest tip de memorii interne ,,variabile'', care permit schimbarea conținutului memoriei, există și memorii interne fixe, ce permit numai citirea informației, momorate. Numite ROS, sau ROM,** aceste memorii ,,numai pentru citire'' sînt caracterizate printr-o viteză de lucru mai ridicată decît memoriile variabile, fiind utilizate în cadrul tehnicii numită ,,microprogramare''.

Principalii parametri ce caracterizează performanțele unei memorii interne sînt: capacitatea, în cuvinte, caractere (baiți, octeți), sau biți ; timpul de acces, timp necesar pentru efectuarea unei operații de citire sau de înscriere în memorie ; durata ciclului, timpul minim scurs de la începerea unui acces la memorie și pînă la începerea accesului următor la aceeași adresă.

O particularitate prezintă memoria internă în cazul multiprogramării, cînd este necesară existența protecției memoriei : la înscriere, această protecție împiedică un program să înscrie informații în locațiile asigurate altui program, iar la citire protecția împiedică un program să citească din locațiile altui program.

1.3.2. Blocul aritmetic și logic

Singura parte a calculatorului în care se efectuează calcule este blocul aritmetic și logic.

Toate operațiile ce trebuie efectuate sînt, în final, reduse la operații aritmetice sau logice, care sînt realizate cu dispozitive specializate: sumatoare, scăzătoare, inversoare ș.a. Blocul aritmetic—logic mai dispune și de dispozitive proprii de memorie, numite registre, care pot reține, pentru scurt timp, cîte un cuvînt— calculator (adică conținutul unei locații de memorie).

Toate aceste dispozitive de calcul și de memorare ale blocului aritmetic—logic sînt realizate pe baza numai a cinci circuite logice fundamentale: circuite SI, circuite SAU, circuitul bistabil, circuitul invertor și circuitul de întîrziere, circuite care sînt realizate, în general, cu diode sau tranzistoare.

1.3.3. Blocul de comandă

Constituind, de fapt, ,,creierul'' calculatorului, blocul de comandă dirijează întreaga activitate a celorlalte blocuri funcționale, pe baza instrucțiunilor pe care le extrage din memorie, le decodifică și le interpretează.

Principalele circuite de comandă ale calculatorului sînt următoarele cinci (fig. 2) : controlul programului ; circuite de comandă ale memoriei interne ; interpretatorul de instrucțiuni ; generatorul de impulsuri de sincronizare ; generatorul de impulsuri de comandă.

Atribuțiile de bază ale acestor circuite sînt :

— ținerea evidenței adreselor din memorie pentru toate instrucțiunile programului, indicîndu-se mereu care instrucțiune urmează a fi executată (controlul programului) ;

— transferul conținutului oricărei locații de memorie în blocul de comandă sau în blocul aritmetic—logic și înscrierea unui cuvînt în oricare locație a memoriei interne (circuitele de comandă ale memoriei interne) ;

— decodificarea codului operației pentru fiecare instrucțiune și determinarea secvenței de operații ce trebuie realizate (interpretatorul de instrucțiuni);

---

* În original : automated computer

* Acesta este cazul general al memoriei adresate după numărul celulei, adică după poziție (,,position-addressed storage'') La unele calculatoare, memoriile sînt ,,asociative'', fiind adresate după conținut (,,content-addressed storage''). Acest ultim tip de memorie presupune că locația din care informația este extrasă (sau în care este depusă) este determinată de conținutul acelei locații și nu prin specificarea adresei acestei locații printr-un procedeu exterior memoriei și care ignorează conținutul locației.

**ROS—Read—Only storage ROM Read —Only Memory

— generarea de impulsuri de sincronizare pentru asigurarea execuției pașilor individuali ai instrucțiunilor la momentul oportun (generator de impulsuri de sincronizare, sau „ceas" intern);

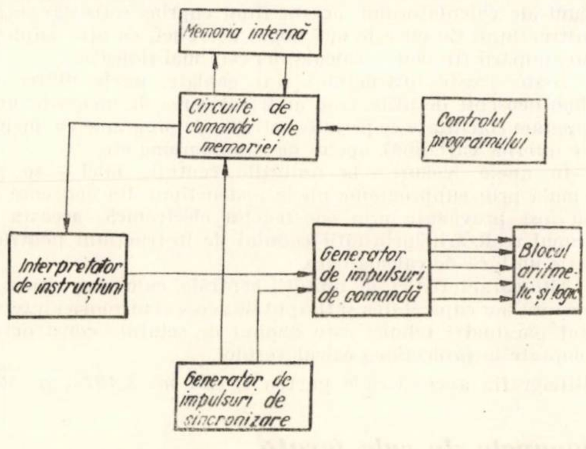

Memoria internă
Circuite de comandă ale memoriei
Controlul programului
Interpretator de instrucțiuni
Generator de impulsuri de comandă
Blocul aritmetic-logic
Generator de impulsuri de sincronizare

Fig. 2

— generarea impulsurilor de comandă către blocul aritmetic—logic, în funcție de semnalele primite de la interpretatorul de instrucțiuni (care indică *unde* trebuie să se aplice impulsurile de comandă, adică, în funcție de codul operației, se trimit impulsuri la sumatoare, registre, ș.a.m.d.) și de la generatorul de impulsuri de sincronizare (care indică *cînd* trebuie aplicate impulsurile de comandă).

1.3.5. *Ciclul calculatorului*

Astfel, blocul de comandă asigură executarea de către calculator a ciclurilor—mașină, conform schemei din figura 3.

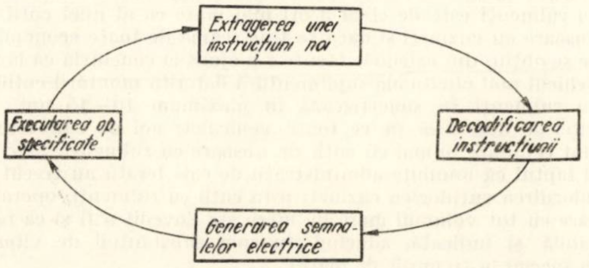

Extragerea unei instrucțiuni noi
Decodificarea instrucțiunii
Generarea semnalelor electrice
Executarea op. specificate

Fig. 3

Este interesant și, credem, util, de a reprezenta schematic—și mult simplificat—modul în care decurge extragerea și executarea unei instrucțiuni în cadrul unității centrale de prelucrare (fig. 4).

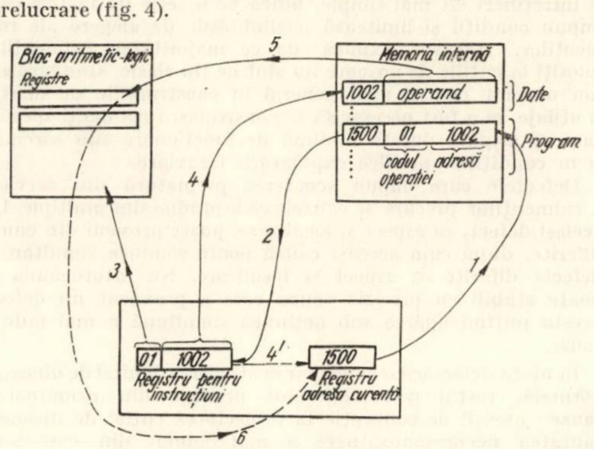


Fig. 4

Inițial, registrul adresei curente va conține adresa locației din memoria internă în care se găsește prima instrucțiune a programului de executat.

Circuitele de comandă ale memoriei vor extrage din această locație (notată 1500) instrucțiunea ce se află acolo (01 1002) și o vor introduce în registrul pentru instrucțiune, aceste operații fiind notate pe figura 4 cu cifrele 1 și 2.

Acum intră în joc interpretatorul de instrucțiuni care decodifică codul instrucțiunii (01) și, în urma generării impulsurilor de comandă, se apelează blocul aritmetic-logic, operații notate cu 3.

Partea de adresă a instrucțiunii este de fapt numărul locației unde se află operandul pentru operația codificată 01, operand care se extrage din memorie și se trimite în blocul aritmetic-logic prin operațiile notate 4 și 5 pe figură.

Acum se poate efectua operația (cu cod 01), rezultatul operației fiind depus în memorie (în locația indicată de instrucțiune), iar unitatea centrală trece la efectuarea instrucțiunii următoare, lucru ce se inițiază prin mărirea cu 1 a conținutului registrului adresei curente (operație notată cu 6 pe figură). Ciclul se repetă, extrăgîndu-se instrucțiunea de la locația cu adresa 1501 ș.a.m.d.

Un caz deosebit îl constituie instrucțiunea de „salt", conform căreia trebuie să se treacă la executarea instrucțiunii ce se află la o anumită adresă în memorie (acest caz este indicat pe figură cu cifra 4').

1.4. *Caracteristicile tehnice ale unității centrale*

Unitatea centrală de prelucrare se caraterizează printr-un mare număr de parametrii tehnici, dintre care cei mai semnificativi sînt: generația, modul de reprezentare a datelor, codul de instrucțiuni, viteza unității centrale, capacitatea memoriei ș.a.

1.4.1. *Generația calculatorului*

În general, numărul de generație al calculatorului definește tehnologia circuitelor electronice ale unității centrale.

Astfel, generația I-a folosea tuburi electronice, a II-a tranzistoare, iar a III-a circuite integrate.

1.4.2. *Modul de reprezentare a datelor*

În interiorul unității centrale,* datele pot fi reprezentate fie ca *numere binare* (numărul fiind convertit în codul binar pur) fie sub forma unor *caractere de 4—8 biți* (fiecare caracter în parte fiind convertit în binar, folosind codificarea BCD= binary-coded decimal, adică zecimal codificat binar). Ambele aceste moduri de reprezentare se întîlnesc uzual în practică.

După un alt criteriu, datele numerice pot fi reprezentate în *virgulă fixă* (cînd se presupune că virgula care desparte partea întreagă de restul numărului, ocupă o poziție fixă), sau în virgulă, mobilă, numărul fiind reprezentat printr-un produs dintre „mantisa" sa, subunitară și o anumită putere a lui 10.

În sfîrșit, datele pot fi reprezentate în *lungime fixă* (de exemplu în cuvinte de 36 biți), în *lungime multiplă* (pentru un număr fiind rezervate mai multe cuvinte în lungime fixă), sau în lungime variabilă (datele fiind reprezentate ca o succesiune de caractere, marcate printr-un caracter de început și/ /sau un caracter de sfîrșit).

Dintre mărimile asociate unității centrale se amintesc:

—lungimea cuvîntului, adică numărul de biți ai unui cuvînt din memoria internă (exclusiv bitul de paritate), cuvîntul fiind conținutul unei locații (celule) de memorie.

În general, această mărime este de 16—32 biți;

—numărul de caractere per cuvînt de memorie;

—*numărul* de biți per caracter (5,6,7 sau 8 biți/caracter);

—lungimea mantisei și a exponentului (la reprezentarea în virgulă mobilă).

1.4.3. *Codul de instrucțiuni*

Formatul instrucțiunilor calculatorului este o caracteristică importantă a unității centrale.

Instrucțiunile pot fi cu o adresă, cu două adrese sau cu trei adrese, funcție de tipul constructiv al unității centrale. Prima parte a instrucțiunii conține codul instrucțiunii (operaţiei) respective, indicînd funcţia ce trebuie executată asupra operanzilor, iar restul instrucţiunii conţine adresa (sau adresele) operanzilor.

---

* Desigur, se consideră numai calculatoare „binare", care folosesc elemente electronice binare. Există și calculatoare zecimale, ternare z.a. mult mai puțin răspîndite.

Astfel, în cazul unei instrucţiuni cu trei adrese, pentru operaţia de adunare (codificată, să zicem, 01), instrucţiunea:

01 325 204 965

reprezintă următorul mesaj:

,,adună (codul 01) operandul din locaţia 325 cu operandul din locaţia 204, iar rezultatul depune-l în locaţia 965".

La calculatoarele cu instrucţiunii cu două adrese şi cu o singură adresă, rezultatul operaţiilor se depune întotdeauna într-un registru de lucru al maşinii.

La calculatoarele cu o singură adresă per cuvînt, cazul cel mai frecvent la calculatoarele moderne, o operaţie de adunare este indicată printr-o instrucţiune de tipul

01 325

adică:

,,adună (presupunem că avem acelaşi cod al operaţiei de adunare, adică 01) conţinutul locaţiei 325 cu ceea ce se găseşte în registrul *acumulator* şi depune rezultatul în registrul *acumulator*".

Dacă însă considerăm că trebuie indicat şi adresa registrului acumulator, instrucţiunea de mai sus echivalează cu una sau cu două adrese.

Codul de instrucţiuni reprezintă setul complet de instrucţiuni ale calculatorului, acesta fiind cuprins între 20 şi 200 instrucţiuni. Cu cît este mai bogat acest set, cu atît supleţea programării (în cod — calculator) este mai ridicată.

Toate aceste instrucţiuni sînt cablate, unele dintre ele fiind deosebit de utile, cum ar fi: alocarea de memorie unui program (facilitate ce permite scrierea de programe cu memorie internă variabilă), apelul de subprograme etc.

În unele cazuri — la unităţile centrale mici — se pot simula prin subprograme unele instrucţiuni din cod care nu au fost prevăzute prin construcţia electronică, aceasta în scopul realizării identităţii codului de instrucţiuni pentru o serie unitară de calculatoare.

Alte caracteristici ale unităţii centrale, cum sînt viteza de operare sau capacitatea şi timpul de acces al memoriei interne, sînt parametri tehnici care depind de soluţiile constructive adoptate la proiectarea calculatorului.

(Biliografia aceeaşi ca la partea I, *CM nr. 8/1973, p. 502*)

Soluţii noi constructive la vagoanele de cale ferată

Este cunoscut faptul că coeficientul de frecare în lagărul cu rostogolire este considerabil mai mic, la orice viteză, faţă de cel din lagărul cu alunecare, diferenţele fiind mari în zona vitezelor mici. Astfel, la demarare, rezistenţa unei cutii de unsoare cu rulmenţi atinge numai un mic procent (circa 15%) din aceea a unei cutii cu unsoare cu cuzineţi. La trenuri de egal tonaj, forţa de tracţiune necesară este mai mică, iar la forţă de tracţiune egală, pot fi recomandate trenuri mai grele. Acelaşi volum de transport se realizează cu o economie de combustibil sau de energie electrică de 4—11%. În cazul trenurilor locale, cu demarări frecvente şi viteze de circulaţie reduse, superioritatea cutiilor de unsoare cu rulmenţi este şi mai evidentă.

La economia de forţă de tracţiune şi reducerea corespunzătoare a preţului de cost se mai adaugă faptul că trenurile pot fi accelerate mai rapid. Prin aceasta vitezele comerciale cresc, timpii de mers sînt scurtaţi, intervalele între două trenuri sînt reduse şi numărul trenurilor poate fi sporit, deci capacitatea de transport a reţelei de cale ferată creşte.

Pe de o parte, datorită coeficientului de frecare mai ridicat al cutiilor de unsoare cu cuzineţi, acestea produc mai frecvent supraîncălziri comparativ cu cutiile de unsoare cu rulmenţi. La aceasta contribuie şi faptul că uleiul îşi pierde mai repede proprietăţile de lubrifiere decît unsoarea folosită în cazul rulmenţilor.

Din experimentările executate de către căile ferate din R.F.G. a reieşit că s-a încălzit numai o singură cutie de unsoare cu rulmenţi la fiecare 300 cutii calde cu cuzineţi. Cutiile calde ridică costul reparaţiilor. Uneori fusurile supraîncălzite sînt degradate atît de puternic încît nu mai pot fi utilizate.

În plus, cutiile calde pot produce grave defecţiuni secundare. Cheltuiala şi neajunsurile produse de acestea în exploatare sînt considerabil mai mari decît însăşi defecţiunea supraîncălzirii.

Comparativ cu uleiul, unsoarea conduce la un cost al lubrifierii considerabil mai mic. În condiţiile normale de exploatare, unsoarea de bună calitate îşi păstrează proprietăţile de lubrifiere timp de 4—6 ani, ceea ce corespunde unui parcurs de 330 000—500 000 km. Lubrifierea cu unsoare mai are avantajul de a fi mai curată; în acelaşi timp asigură o mai bună protecţie a fusului contra impurităţilor şi umidităţii decît este posibil, la acelaşi cost, în cazul lubrifierii cu ulei.

În cazul cutiilor de unsoare cu cuzineţi, fusul de osie se uzează cu timpul. El trebuie să fie recondiţionat din timp în timp. În cazul cutiilor de unsoare cu rulmenţi, această operaţie nu este necesară.

În rezumat, se poate spune că introducerea cutiilor de unsoare cu rulmenţi a avut o importantă contribuţie la realizarea de vehicule cu cheltuieli de exploatare şi întreţinere minime. Dacă se adună cheltuielile de investiţii, de ungere de întreţinere şi de reparaţie a cutiilor calde, precum şi dacă se ia în considerare şi economia de forţă de tracţiune, reiese că în cazul cutiilor de unsoare cu rulmenţi, costul global este de numai 75% din cel corespunzător cutiilor de unsoare cu cuzineţi.

Viaţa tehnică a unui vehicul de cale ferată este de cel puţin 40 ani şi durata de funcţionare a rulmenţilor, în condiţii normale de exploatare, este şi ea de circa 40 ani pentru minimum 75% din rulmenţi şi de 20 ani pentru 25%, intervale la care rulmenţii, dar nu şi cutia, ar trebui eventual schimbaţi.

Dacă se ia în considerare că costul unei cutii de unsoare cu rulmenţi este de circa 3 ori mai mare ca al unei cutii de unsoare cu cuzineţi şi dacă se ţine seamă de toate economiile ce se obţin, din calculele făcute s-a ajuns la concluzia că la un vehicul nou cheltuiala suplimentară datorită montării cutiilor cu rulmenţi se amortizează în maximum 10—15 ani. Se înţelege deci uşor de ce toate vehiculele noi de cale ferată sînt echipate numai cu cutii de unsoare cu rulmenţi, precum şi faptul că anumite administraţii de cale ferată au trecut la înlocuirea cutiilor cu cuzineţi prin cutii cu rulmenţi, operaţie care cu tot volumul mare de lucru s-a dovedit a fi şi ea rentabilă şi indicată, aducînd un spor substanţial de viteză, în special la trenurile de marfă.

Construcţia rulmenţilor trebuie să corespundă construcţiei corpului cutiei de unsoare, care la rîndul ei este condiţionată de sistemele de ghidare şi de suspensie, deci de construcţia vehiculului, de posibilitatea unei montări, demontări, revizii şi întreţineri cît mai simple, adică de o serie de factori care impun condiţii şi limitează posibilităţile de alegere ale rulmenţilor. Aceasta explică de ce majoritatea rulmenţilor folosiţi la cutiile de unsoare nu sînt de tip clasic, standardizat sau normat pentru uzul general în construcţiile de maşini şi utilaje, ci a fost necesar să se construiască rulmenţi speciali care să asigure durata minimă de funcţionare sub sarcinile şi în condiţiile specifice exploatării feroviare.

Defectele care impun scoaterea prematură din serviciu a rulmenţilor precum şi cauzele ce le produc sînt multiple. Un acelaşi defect, ca aspect şi localizare, poate proveni din cauze diferite, după cum aceeaşi cauză poate conduce simultan la defecte diferite ca aspect şi localizare. Nu întotdeauna se poate stabili cu precizie cauza care a provocat un defect, acesta putînd apărea sub acţiunea simultană a mai multor cauze.

În afara defectărilor care apar la atingerea limitei de oboseală normală, restul defectelor sînt produse din următoarele cauze: greşeli de concepţie la proiectarea cutiei de unsoare, calitatea necorespunzătoare a materialului din care s-au executat rulmenţii, greşeli de fabricaţie, calitatea unsorii necorespunzătoare, nerespectarea instrucţiilor de reparaţii, standarde, norme interne etc.

În scopul cunoaşterii dificultăţilor care apar în legătură cu tratarea cutiilor de unsoare cu rulmenţi şi ridicarea fiabilităţii cutiilor de unsoare, din punct de vedere al operaţiilor ce se execută în atelierele de reparaţii, s-a întocmit un proiect de instrucţiune privind repararea cutiilor de unsoare cu rulmenţi şi s-a difuzat la toate unităţile care au legătură cu rulmenţii.

Proiectul instrucţiunii precizează: felul reparaţiilor, modul cum trebuie să se execute curăţirea şi spălarea cutiilor de unsoare ale rulmenţilor, tehnologia demontării şi recondiţionării elementelor componente ale cutiei de unsoare, tehnologia verificării formei şi calităţii de prelucrare a fusului de osie şi a elementelor componente ale cutiei de unsoare înaintea montării ei, tehnologia montării şi ungerii.

Într-un capitol se tratează problema termenului de garanţie şi se propun modele de fişe de evidenţă pentru formarea unei statistici a defectelor, pe baza căreia să poată fi stabilite, în viitor, limite de mărire pentru defecte-etalon, la atingerea cărora rulmentul să fie înlocuit.

Pentru valorificarea pe trepte mai ridicate a unor materiale sau pentru înlocuirea unor materiale cu altele cu calităţi mai bune şi competitive din punct de vedere al economicităţii, sînt preocupări continue pretutindeni în lumea industrială.

Şi la noi în ţară, ritmul în care se desfăşoară această acţiune îl putem califica drept accelerat. În toate sectoarele de activitate sînt preocupări în acest sens. În ramura transportului feroviar, pe lîngă alte multe teme care urmăresc valorificarea eficientă sau înlocuirea materialelor deficitare, figurează şi tema care-şi propune găsirea mijloacelor pentru ,,introducerea de înlocuitori de cherestea şi metal la repararea materialului rulant''.

Se înţelege de la sine că, în această cursă pentru înlocuire, locul va fi cîştigat de materialele care se impun prin proprietăţi remarcabile şi prin preţul care poate ajunge acceptabil printr-o diversificare nelimitată a utilizării materialelor respective.

În prezent, printre materialele care posedă multe proprietăţi folositoare pentru construcţia de maşini sînt şi materialele plastice care au : densitatea mai mică faţă de aceea a oţelului, rezistenţă mare la rupere şi coroziune, proprietăţi dielectrice importante, proprietăţi termoizolante bune, rezistenţă mare la îmbătrînire etc.

Unele materiale plastice sub forma unui strat subţire prezintă o acoperire anticorosivă bună şi o izolaţie importantă.

Materialele plastice cele mai întrebuinţate în prezent la construcţia vehiculelor de cale ferată sînt poliesterii armaţi cu fibre de sticlă.

Pentru rezolvarea problemei puse la noi s-a ţinut seamă de următorii factori :

— procurarea materialelor necesare să prezinte cît mai puţine greutăţi ;

— calitatea materialelor să aibă o confirmare prin rezultatele obţinute la încercările de laborator şi practic, pe plan internaţional ;

— de rezultatele obţinute la încercările fizico-mecanice în laboratorul ISCT asupra materialelor care în fond sînt răşini poliesterice armate cu fibre de sticlă sau ţesături din sticlă (MPAS), prelucrate la întreprinderea ,,Anticorosivul'' şi fabrica ,,Izolatorul'' din Bucureşti.

Încercările executate în laboratorul ISCT au fost făcute cu respectarea prescripţiilor din STAS, care au legătură cu materialele plastice atît în ceea ce priveşte forma epruvetelor cît şi numărul de încercări. Numărul de încercări de toate felurile, depăşind 350 încercări, a fost de 2—3 ori mai mare decît prevederile din STAS şi au fost luate în consideraţie numai încercările care au dat rezultate concludente, eliminîndu-se din calcul acelea a căror comportare necorespunzătoare a fost apreciată ca provenind din cauze străine materialului de încercat.

Pe baza rezultatelor obţinute la încercările de laborator s-a trecut la punerea lor în practică şi s-a construit un vagon de marfă acoperit, pe 2 osii, avînd cutia şi acoperişul complet din material plastic ranforsat cu fibre de sticlă. Vagonul astfel construit este în prezent supus încercărilor de probă-încărcat, şi în condiţii grele de circulaţie — pentru a se vedea modul lui de comportare în exploatare.

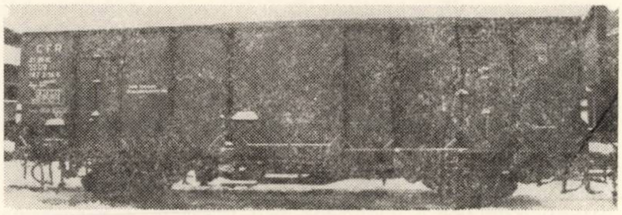


Fig. 1

După un timp de trei luni de utilizare, vagonul va fi retras din circulaţie şi va fi examinat pentru a se vedea modul lui de comportare la solicitările inerente exploatării.

Cu această ocazie se vor stabili şi îmbunătăţirile ce trebuie aduse atît la materiale cît şi la tehnologia de construcţie a vagoanelor ce urmează a fi construite din asemenea materiale.

În figura 1 este reprezentat vagonul cu pereţi din mase plastice.

Ing. *M. Vasiliade*
Ing. *St. Popovici*

RECENZII

V. PESCARU, I. DUMITRESCU, C. BILCIU, I. SATRAN, A. NICA. **Iniţiere în teleprelucrarea datelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1972, 286 p.

Necesitatea creării unor sisteme informaţionale cuprinzătoare şi operative, în scopul perfecţionării activităţii în toate domeniile şi ramurile economiei naţionale, constituie un adevăr de care trebuie să ţinem seamă.

Pentru a realiza însă un sistem informaţional cuprinzător şi operativ este nevoie de a folosi tehnici moderne de vehiculare a informaţiilor atît la prelucrarea (codificare, înmagazinare, regăsire etc.) cît şi la culegerea şi transmiterea lor.

Capacităţi enorme de prelucrare a informaţiilor sînt asigurate prin folosirea sistemelor de prelucrare automată a datelor, echipate cu calculatoare electronice din generaţia a treia, cum sînt IBM/360, FELIX C-256 ş.a., existente în cadrul centrelor de calcul din ţara noastră.

Pentru a asigura operativitatea şi în ceea ce priveşte culegerea şi transmiterea informaţiilor, informatica a fost îmbogăţită cu noi tehnici şi procedee de ,,teleprelucrare'' a datelor, acestea constituind aşa-numita ,,teleinformatică'' (termen folosit mai ales de specialiştii francezi).

Teleprelucrarea, sau prelucrarea de la distanţă a datelor, permite oricărui utilizator, oriunde s-ar afla, să poată folosi, în timp real, un centru de calcul. Pentru aceasta este necesar ca beneficiarul să fie ,,conectat'' la calculatorul centrului de calcul prin anumite dispozitive terminale, legate prin telefonie sau telegrafie cu unitatea centrală situată la distanţă.

Prin utilizarea teleprelucrării datelor în condiţiile specifice societăţii socialiste din ţara noastră, se vor putea crea sisteme şi reţele de teleprelucrare care să asigure diferite nivele de concentrare a datelor, de exploatare a unor bănci de date, de difuzare rapidă a informaţiilor necesare în procesul decizional, de conducere operativă a proceselor de producţie şi de utilizare optimă a resurselor economice.

În domeniul teleprelucrării datelor, ţara noastră a avut realizări interesante încă din 1961, cînd a fost dat în exploatare sistemul de transmitere a datelor statistice de la direcţiile teritoriale de statistică la Centrul de calcul al D.C.S. din Bucureşti. Acest sistem folosea reţeaua telex şi înregistrarea pe bandă perforată a datelor, fiind de tip ,,off-line''.

Pentru realizatea unor sisteme moderne, de tip ,,on-line'', de teleprelucrare a datelor este necesar nu numai să se achiziţioneze echipamentele necesare—la centrele de calcul şi la utilizatori—ci şi să se pregătească cadre de specialişti în acest nou domeniu.

Penuria de materiale didactice în acest domeniu şi—mai ales—pentru iniţierea în domeniu a îndemnat colectivul de autori amintit în titlu să elaboreze această carte, prima de acest gen scrisă în R.S. România.

Avînd la bază experienţa acumulată în cadrul laboratoarelor de cercetare şi informatică ale Catedrei de cibernetică economică a A.S.E., de la unitatea de prelucrarea a datelor a Academiei de ştiinţe sociale şi politice ,,Ştefan Gheorghiu'', de la Centrul de calcul electronic al D.C.S. şi de la Institutul de petrol din Ploieşti, autorii s-au străduit să prezinte cele mai noi realizări mondiale din domeniul teleprelucrării datelor, accentuînd asupra elementelor ce prezintă interes deosebit pentru ţara noastră.

Se tratează, astfel, probleme legate de utilizarea reţelelor de calculatoare, a mijloacelor de culegere şi transmitere la distanţă a datelor, a metodelor de multiacces, a procedeelor de exploatare de la distanţă a băncilor de date şi a fişierelor mari.

Prin caracterul ei de iniţiere în problemă, cartea poate fi abordată cu real interes de o largă categorie de cititori, ingineri, economişti, matematicieni, care lucrarază în domeniul informaticii, avînd însă unele cunoştinţe de calculatoare electronice.

Ing. *Marius Mendelovici*

M. G. SALVATORI şi M. L. BARON. **Metode numerice în tehnică**. Bucureşti, Editura tehnică, 1972, 404 p.

Importanţa folosirii metodelor numerice în diferitele domenii ale tehnicii a crescut enorm în ultimul deceniu, dată fiind utilizarea din ce în ce mai largă a calculatoarelor electronice în rezolvarea problemelor inginereşti.

Printre lucrările apărute în lume, tratînd despre metodele numerice, cartea pe care ne-o prezintă Editura tehnică în seria ,,Matematici moderne aplicate'' ocupă un loc de frunte autorii fiind cunoscuţi specialişti în acest domeniu.

Profesorul Mario G. Salvatori, inginer constructor ca formaţie, este autor şi al altor opt cărţi, publicate între 1953 şi 1971, dintre care remarcăm: ,,Rezolvarea matematică a problemelor inginereşti'', ,,Metode numerice în FORTRAN'' şi ,,Matematica în arhitectură'',

Melvin L. Baron, specialist în dinamica construcţiilor, este profesor de mecanica construcţiilor şi autor a numeroase studii de specialitate.

Publicată în 1952, de către editura americană Prentice Hall Inc., sub titlul ,,Numerical Methods in Engineering'', cartea de faţă a fost tradusă de specialistul român prof. dr. doc. ing. Mircea V. Soare, care a făcut şi unele preţioase adăugiri.

După părerea autorizată a autorilor, această ediţie românească a lucrării—care a fost citită de unul din autori care cunoaşte limba română—reprezintă varianta cea mai actuală a cărţii.

Lucrarea prezintă metode numerice de rezolvare a acelor probleme tehnice pentru care nu este cunoscută o soluţie analitică.

Fiecare dintre cele cinci capitole ale cărţii tratează o categorie de probleme de mare actualitate în tehnică: rezolvarea ecuaţiilor algebrice şi transcedente; diferenţele finite şi aplicaţiile lor; rezolvarea numerică a problemelor cu condiţii iniţiale şi rezolvarea numerică a problemelor l alimită, atît pentru ecuaţiile diferenţiale ordinare cît şi pentru ecuaţiile cu derivate parţiale.

Prin folosirea a numeroase exemple numerice, precum şi a tabelelor şi figurilor deosebit de sugestive, autorii au reuşit să elaboreze o lucrare uşor de înţeles şi cu o mare valoare practică.

Alegerea exemplelor şi problemelor din domenii foarte variate de activitate inginerească—electricitate, mecanică teoretică, vibraţii, termotehnică, elasticitate, stabilitate elastică, plăci blane etc.—face ca această carte să poată fi utilă unui public deosebit de larg: studenţi, ingineri, tehnicieni, proiectanţi, matematicieni, economişti, cercetători, programatori, interesaţi în cunoaşterea şi aplicarea metodelor numerice.

Ing. *Marius Mendelovici*

TEZE DE DOCTORAT

Conf. ing. Vasile Tărăboi. **Utilizarea în condiţiile şantierelor de construcţii a macaralelor funicular de tip ,,uşor'', pentru ridicarea şi deplasarea obiectelor grele cu dimensiuni foarte mari.** Teză de doctorat—Institutul de construcţii—Bucureşti, 1973.

Lucrarea desăvîrşeşte o muncă de lungă durată pe şantier şi în laborator, care a condus la obţinerea de rezultate optime.

Tema este tratată în şase capitole propriu-zise, precedate de o introducere cu o amplă punere în problemă. Astfel în acest prim capitol se arată motivele care au generat ideea folosirii macaralelor de tip ,,uşor'' în condiţiile de lucru ale şantierelor de construcţii.

Ridicarea obiectelor grele la înălţimi mari şi deplasarea ulterioară pe lungimi mari se făceau cu ajutorul macaralelor cu braţ—macarale turn sau macarale cu platforme rulante, care atît prin costul lor ridicat cît şi prin greutatea proprite deosebit de mare erau neeconomice. De asemenea acest tip de macarale necesită motoare puternice, pentru a face faţă solicitărilor deosebite în timpul lucrului. Dezavantajele se făceau simţite mai cu deosebire cînd era necesară ridicarea pe verticală şi transportarea pe orizontală la distanţe ceva mai mari.

Pentru o mai uşoară manipulare şi ţinînd seamă şi de latura economică s-a preconizat folosirea macaralelor funicular de tip ,,uşor''. În special în construcţia podurilor acest tip de macara a dat rezultatele scontate.

La soluţiile care fac obiectul studiului de faţă s-a ajuns prin folosirea de către autor încă din 1953 a unei astfel de macarale—proiectată şi executată de autor—avînd o deschidere de 132 m şi o capacitate de ridicare de 1,5 tf. În anul 1962 s-a folosit o macara de acelaşi tip însă cu o deschidere de 36 mm şi înălţimea pilonilor de 18 m, avînd capacitatea de ridicare de 48 tf—pentru Cinemascopul din Constanţa. În 1963 s-a folosit o macara de un astfel de tip pentru ridicarea şi lansarea grinzilor de beton armat precomprimat destinate podului de pe Argeş, apoi în 1964 pentru podul de pe Ialomiţa.

Literatura de specialitate acordă o importanţă redusă acestui tip de macarale, cu toate avantajele pe care le oferă.

Capitolul 2 prezintă construcţia macaralelor funicular denumite şi macarale pe cabluri, ce pot fi acţionate manual sau mecanic în funcţie de deplasarea sarcinii şi de direcţia deplasării. Descrierea acestor tipuri de macarale permite urmărirea cu uşurinţă a ideilor autorului, idei care au stat la baza îmbunătăţirii constructive a acestor tipuri de macarale.

Capitolul 3 descrie particularităţile constructive şi funcţionale ale macaralelor funicular proiectate şi utilizate de autor. La acestea s-a avut în vedere să se realizeze o cît mai simplă construcţie a turnurilor de susţinere a cablurilor purtătoare, folosind în acest scop ţevi de oţel standardizat. Ca mijloace de prelucrare s-au folosit mijloacele uzuale de atelier, adică s-a recurs la sudare, strunjire, frezare şi găurire. S-au folosit acolo unde a fost posibil trolii manuale pentru mecanismele de manevrare a sarcinii, ţinînd seamă de numărul mic al ciclurilor de lucru al marcaralei. Deoarece durata de utilizare este mică s-a evitat folosirea fundaţiilor de beton, iar după terminarea lucrului s-a căutat să se recupereze majoritatea organelor şi a mecanismelor macaralei.

Capitolul 4 cuprinde consideraţii teoretice asupra elementelor principale ale macaralelor funicular şi în care autorul prezintă punct cu punct datele de proiectare necesare cu consideraţiile teoretice şi practice la care a ajuns pe baza lucrărilor personale.

Astfel, la determinarea elementelor necesare dimensionării folosind calculul statistic autorul arată rezultatele obţinute şi concluziile la care a ajuns indicînd metoda proprie de calcul.

S-au studiat de asemenea oscilațiile ce le pot căpăta cablurile purtătoare ale macaralelor funicular, atît în perioada de montare cît și în cea ce exploatare, prin metoda separării variabilelor și prin metode energetice și variaționale, ajungîndu-se la concluzii originale care justifică pe deplin propunerile făcute. Tot în acest capitol se prezintă o amplă analiză, cu discuțiile respective, a oscilațiilor produse în cazul solicitării prin șoc a cablului purtător și a celor produse prin neliniaritate, de orice natură ar fi ele.

În partea finală a acestui capitol se fac ample considerații privind analiza oscilațiilor longitudinale ale cablurilor de ridicare a sarcinii, în situația în care masa cablului ar fi neglijabilă și apoi cu considerarea masei proprii și a masei corespunzătoare sarcinii de ridicat, ajungînd la observații importante pentru proiectare.

Se dau de asemena indicații asupra dimensionării cablurilor macaralei funicular ținînd seamă de absolut toți factorii care solicită la un moment dat aceste cabluri și asupra forțelor pe piloni și în cablurile de ancorare în funcție de condițiile de amplasare pe șantier.

Se demonstrează că pentru fiecare macara funicular proiectată, forțele rezultate pot fi minime dacă amplasarea cablurilor ancorate ale pilonilor este corespunzătoare.

Capitolul 5 se referă la verificarea stabilității pilelor podurilor, utilizate temporar ca fundații pentru fixarea cablurilor de ancorare a macaralelor de tip ușor.

Acest capitol are în vedere în special problemele economice rezultate prin folosirea, drept fundații ale macaralelor, a unor elemente din construcția în curs de realizare. În cazul șantierelor de construcție a podurilor metalice sau de beton la care este necesară lansarea grinzilor, de regulă prefabricate, după realizarea pilelor și a culeelor, acestea pot servi drept fundații pentru pilonii macaralelor funicular.

Aceasta ar reduce și costul macaralelor și durata de montare pe șantier, cu efecte economice apreciabile asupra construcției în total.

În acest capitol se prezintă o nouă metodă de calcul pentru verificarea stabilității pilei, bazată pe cazuri reale, între care s-au avut în vedere încastrarea elastică a pilei podului în teren și solicitările la care este supusă, inclusiv cele ale greutății totale a elementelor podului susținut de pilă.

Capitolul 6 cuprinde încercările experimentale efectuate, pentru care s-a folosit o macara tip.

Capitolul 7 cuprinde concluziile din care se desprinde valoarea practică și teoretică a temei tratate, îmbinînd în mod ideal șantierul cu învățămîntul, conform directivelor prezentului.

Fundamentarea teoretică și demonstrarea practică a posibilității utilizării macaralelor funiculare de tip „ușor" — utilaje economice și simplu de realizat — în condiții de șantier au permis să se pună la dispoziția șantierelor de construcții utilaje corespunzătoare și ușor de manevrat.

Metodele originale propuse de autor au permis elaborarea unei metodologii de proiectare specifică pentru principalele elemente ale macaralelor funicular.

Rezultatul activității de șantier a dus la rezolvarea temei propuse la un nivel științific deosebit de valoros.

Ing. *Dan Văileanu*

MONOGRAFII

Strojimport la 20 de ani

Se împlinesc anul acesta 20 de ani de cînd societatea cehoslovacă de import-export și-a început activitatea. Evoluția societății Strojimport, căci de aceasta este vorba, este strîns legată de dezvoltarea spectaculoasă a industriei cehoslovace, care încă din primii ani de după război și-a cucerit un loc de renume pe piața mondială atît ca importator de echipamente industriale cît și ca exportator, în special de mașini-unelte. Relații comerciale se întrețin astăzi cu peste 70 de țări din toate cele cinci continente unde sînt cunoscute mașinile și echipamentele industriale livrate sub garanția mărcilor mondiale TOS, SKODA, ŽDAS, MAS, ČKD, ČZM, întreprinderile NAREX, SOMET, PIESOK, KOVOFINIS și atelierele de construcții Královapolská.

Printre uzinele furnizoare, membre ale întreprinderii Strojimport, notăm pe cele mai importante care sînt trustul uzinelor de industrie mecanică TST Praha, ČKD Blansko, SKODA Plzen, Vihorlat Snina, ČZM Strakonice, atelierele de construcție Královapolská Brno și Povazska Bystuca. În cadrul acestei colaborări, Strojimport a înregistrat bune rezultate în exportul mașinilor-unelte, al instalațiilor pentru prelucrarea lemnului, pentru fabricile de sticlărie, echipamente industriale și altele. Pe parcursul acestor 20 de ani, schimbul de mărfuri a crescut considerabil atingînd pentru unele sectoare cifre impresionante. Din volumul mărfurilor exportate, două treimi revin comerțului cu țările socialiste, pe baza contractelor pe termen lung între aceste țări, iar restul este dirijat spre țările capitaliste cu perspective mari de evoluție, printre care se numără Republica Federală Germania, India, Japonia, Statele Unite, Brazilia, Mexic, Italia, Suedia, Anglia.

Cooperarea cu țările socialiste se face prin întreprinderile de comerț exterior specializate în domeniul industriei mecanice, iar cu țările capitaliste, prin agenții și societăți mixte al căror număr depășește 100. Pentru asigurarea continuă a schimbului în exterior este necesară menținerea unui înalt nivel tehnic de producție și organizarea unor servicii destinate clienților, asigurate de numeroși delegați tehnici în diferitele țări și de montori și tehnicieni specializați și antrenați în relațiile cu străinătatea.

Ideea de bază a politicii comerciale a Strojimportului pentru prezent și viitor constă în efortul permanent pentru a îmbunătăți nivelul de vînzare prin asigurarea progresului tehnic la nivelul mondial.

Urăm societății Strojimport realizarea progresului propus în vederea unei cît mai strînse colaborări între industria mecanică cehoslovacă și cea românească.

Ing. *Dan Văileanu*

BIBLIOGRAFIE

[1] *Déelige, J.* — L'alésage avec barres élancées munies d'absorbtion dynamique. În: Revue Mécanique — aug. 1962.

[2] *Kobelev, J. M.* și alții. Mnogomassobii gibrogasitel dlea tecinoqo castacivania conselnîmi Coștangami. În: Stanki i instrument nr. 5/1969.

[3] Kennametal devibrators for boring and turning operations. În: Machinery, nog. 1963.

[4] *Cyril, M. Haris, Charles, E. Crede* — Șocuri și vibrații. București, Editura tehnică, 1968.

[5] *Bonensho, J., Bollinger, J. G.* — Theory and design of a self optimising damper. Mach. Tool. des Rec. (1966).

[6] *Cowley, A., Boyle A.* — Active dampers for machine tools. C.I.R.P. Ann. 18, pag. 213 (1968).

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE

Strojirenstvi

4/1973

Julis: Echilibrarea mecanismelor plane.

Olsansky: Aplicarea metodei iterative pentru egalizarea alunecărilor specifice dinte roţi dinţate.

Janac: Domeniul condiţiilor de prelucrare fără vibraţii pentru strunjirea arborilor prinşi la un capăt.

5/1973

Vogel, J.: Soluţie numerică pentru ecuaţia transmiterii căldurii.

Zahradka, J. : Efectele schimbărilor bruşte unghiulare asupra stabilităţii unui sistem cu arbore universal de legătură.

Markus, S. : Măsurarea coeficientului de pierderi în sisteme dinamice cu amortizare histerezis.

Gasparek, J. : Bazele teoretice ale finisării prin honuire.

Strojirenska vyroba

4/1973

Zelenka, Haninger : Aplicarea calculatoarelor pentru rezolvarea problemelor tehnologice din pregătirea fabricaţiei.

Buzga, Dusek, Rosberg, Rafaj : Creşterea siguranţei polizoarelor prin capotaje automate.

Pohl: Aplicarea poliacetatului în tehnică.

Tuma : Dinamometre pentru trei componente.

5/1973

J. Talafous, F. Krs : O nouă tehnologie pentru forjarea în matriţe a unor piese de automobil.

J. Kratochvil : Maşina de frezat plan FRU 10 × 35 cu comandă program.

S. Svaral : Operaţii de găurire şi prelucrabilitatea fontei modulare.

J. Klofac, M, Sindelek : Bronz de aluminiu.

K. Blaha : Lichide de răcire la prelucrarea aluminiului şi aliajelor sale.

J. Anyz : Elementele sistemelor hidraulice.

GÉP

4/1973

Földes : Adoptarea modelării de scară mică pentru creşterea rigidităţii statice a maşinilor-unelte.

Vrauko : Rigiditatea şi acurateţea de prelucrare a strungurilor.

Tamas : Informare şi decizie în practica conducerii.

Brenner : Contribuţie la soluţia problemelor de rupere.

Gepgyartastechnologia

4/1973

E.Tibor Varnai : Instrumentaţie maghiară pentru echipamentele de tratament termic.

G.Fleit : Principiile dezvoltării secţiilor de tratamente termice

I. Bardocz : Încercări la oboseală cu arcuri de supapă nitrurate.

K. Ignacz : Aplicarea răşinilor epoxidice la fabricarea sculelor.

Sudostroenie

3/1973

Vasiliev, Egorov, Petrov : Docuri compuse.

Aliseicic, Şklyaruk : O metodă grafică pentru alegerea dimensiunilor principale ale macaralelor flotante grele.

Grjebin, Potapov, Dobrjineţ : Calculul suporţilor pentru suprastructura macaralelor flotante.

Dubovik, Matsevici, Şunovkin, Şveviev : Investigarea proprietăţilor de insonorizare ale structurilor vasului.

Balakin, Ivancenco : Stadiul şi tendinţele dezvoltării construcţiei motoarelor diesel navale.

Maschinenbautechnik

4/1973

Sloew : Investigarea uzurii abrazive la angrenaje necălite.

Rehlich : Metode pentru determinarea raţională a duratei de lucru pentru elemente încărcate dinamic.

5/1973

Goetze : Analiza cineto-statică a mecanismelor spaţiale simple.

Gerbeth : Estimarea fiabilităţii liniilor automate de transfer.

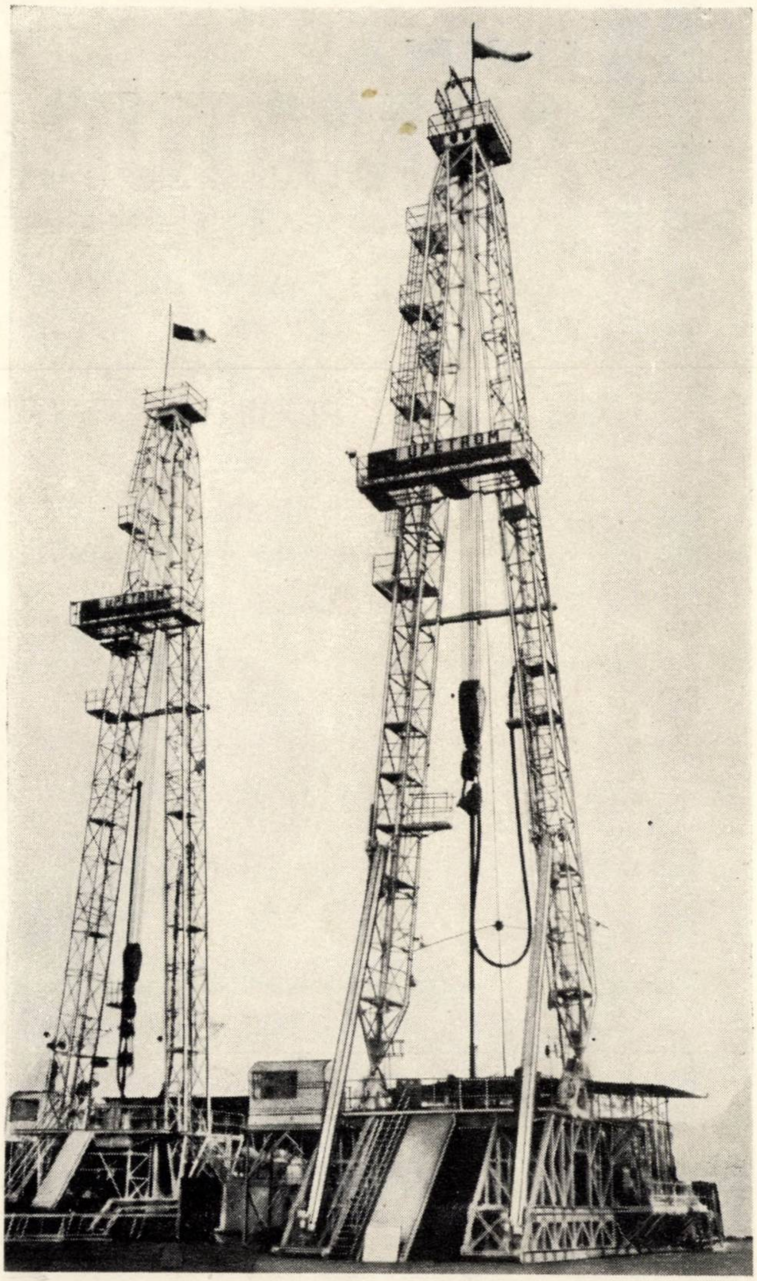
Sloew : Echipament pentru măsurarea uzurii angrenajelor.

CA.

UZINA
1 MAI
PLOIESTI

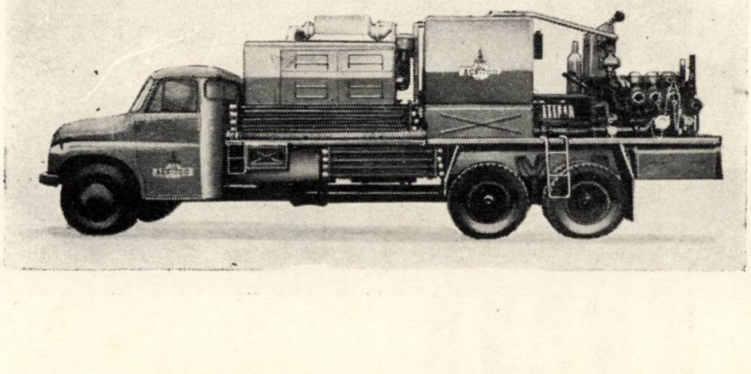
livrează la intern și export următoarele produse:

- — Instalații de foraj pentru toate adîncimile
- — Trolii de foraj
- — Mese rotative
- — Capete hidraulice
- — Pompe de noroi duplex
- — Pompe de noroi triplex
- — Grupuri moto-pompă
- — Agregate de cimentare și fisurare
- — Instalații de prevenire a erupțiilor cu comenzi hidraulice
- — Sape cu lame
- — Sape cu role
- — Sape lărgitoare
- — Carotiere mecanice
- — Remorci basculante
- — Utilaj complex pentru siderurgie



UPETROM

UPETROM
PLOIEȘTI
UZINA 1 MAI



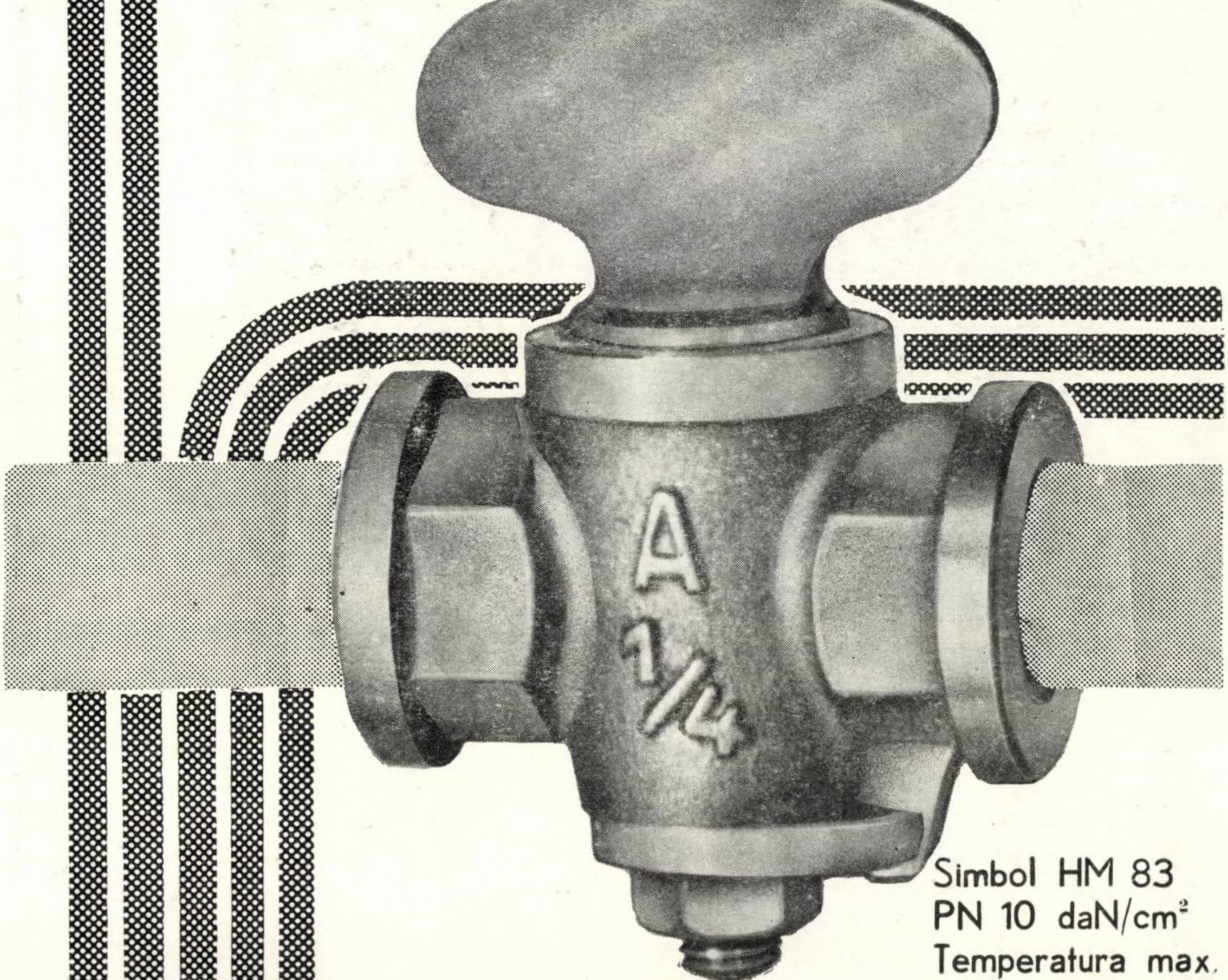
T. Pittini

UZINA

ARMATURA·CLUJ

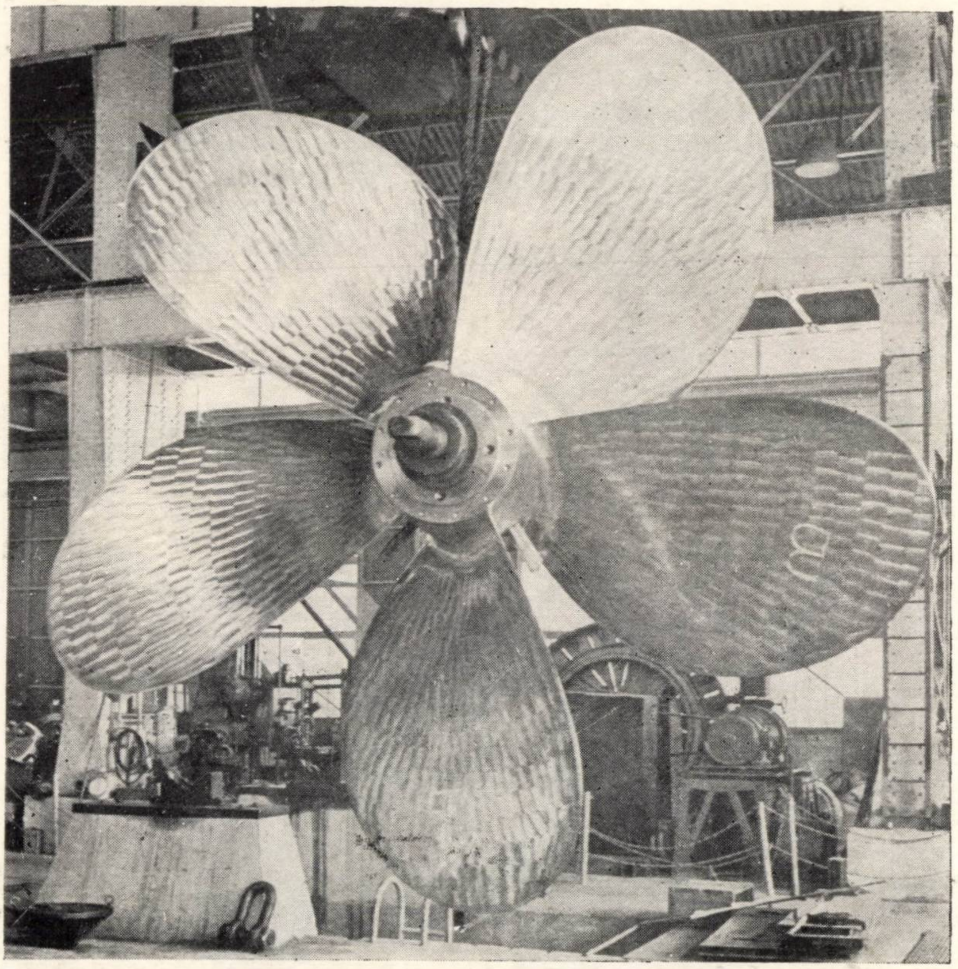
Str Gării nr. 19; telefon 30085; telex 031273

Avînd o veche tradiţie şi peste 50 ani de experienţă în domeniul fabricaţiei de armături, produce ROBINETE DE TRECERE CU VENTIL prevăzute cu mufe, din fontă maleabilă, cu corp hidrodinamic, utilizate la instalaţiile de apă rece sau caldă.



Simbol HM 83
PN 10 daN/cm^2
Temperatura max.
80°C

Emiteţi cu încredere comenzile dv., care vor fi satisfăcute cu maximă promptitudine!



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ
PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

Gata de plecare
oricînd și oriunde

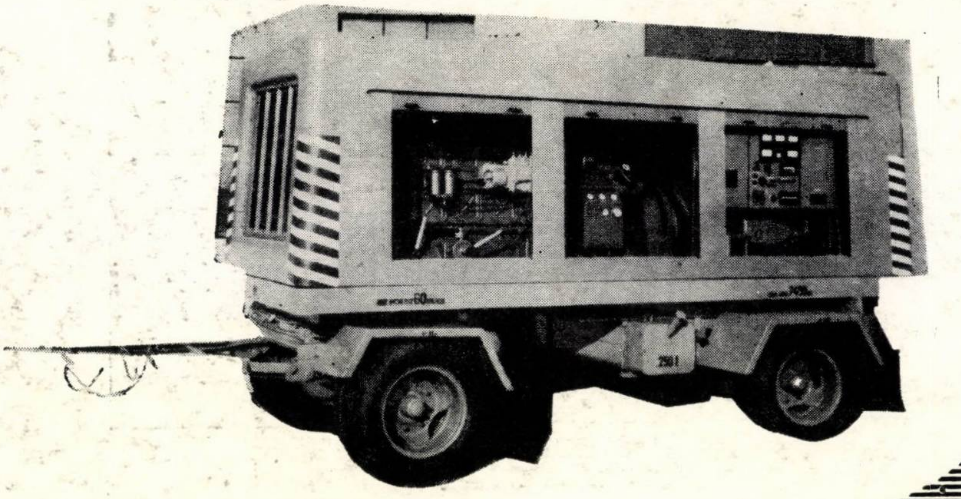
GENERATOARE MOBILE ČKD de tip GAP și PDC

Generatoarele mobile ČKD sînt fabricate de Combinatul ČKD PRAHA în două variante: modele GAP cu capacități de 23, 35, 48 sau 73 kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 110

modele PDC cu capacități de 140 sau 200kVA, acționate de motoare diesel ČKD S 160

Ambele tipuri funcționează corect pe terenuri dificile și în condiții de climă severă, fiind protejate împotriva intemperiilor.

Surse de putere absolut necesare
- pe șantiere de orice categorie
- în prospecțiuni geologice
- în agricultură



Generatoarele GAP și PDC au fost livrate pînă în 1972 sub marca comercială SKODA. Întrucît uzinele producătoare de motoare diesel au fost integrate în Combinatul ČKD PRAHA, generatoarele și motoarele menționate mai sus sînt fabricate acum sub marca comercială ČKD, caracteristicile lor tehnice rămînînd aceleași.

Rețineți :

Generatoarele mobile GAP și PDC asigură necesarul de putere electrică independent de sistemul de distribuție, adică exact acolo unde aveți nevoie.

Pentru alte amănunte asupra generatoarelor mobile GAP și PDC adresați-vă exportatorului.

pragoinvest

Cutia poștală 890
PRAHA – Cehoslovacia

PUBLICOM

SOLUȚIA IMEDIATĂ

a problemei rectificării de precizie a oțelurilor călite

- — puternic aliate
- — destinate fabricării sculelor
- — oțeluri rapide
- — pentru rulouri
- — și altele

grație utilizării sculelor din ELBOR

ELBORUL are o duritate și proprietăți de prelucrare egale cu cele ale diamantelor sintetice. Stabilitatea sa termică este de două ori mai mare decît a diamantelor. În afară de aceasta, spre deosebire de diamantele sintetice, ELBORUL este neutru față de fier.

Pentru orice informații în legătură cu utilizarea elborului, vă rugăm să vă adresați exportatorului exclusiv

STANKOIMPORT

V/O „STANKOIMPORT", Moscova G-200, U.R.S.S. Telex : 227, 228

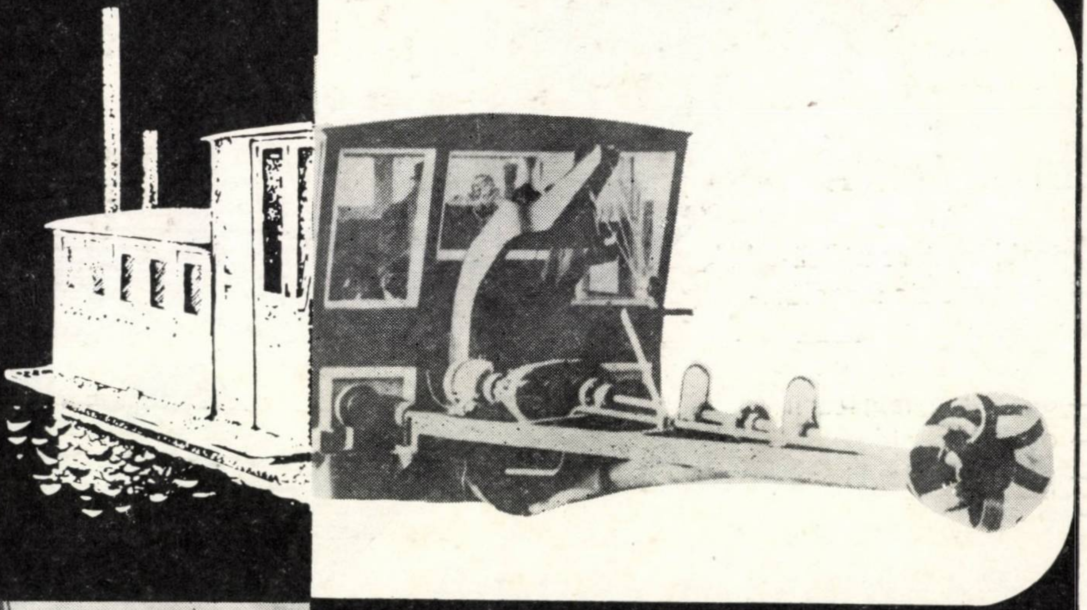
PUBLICOM

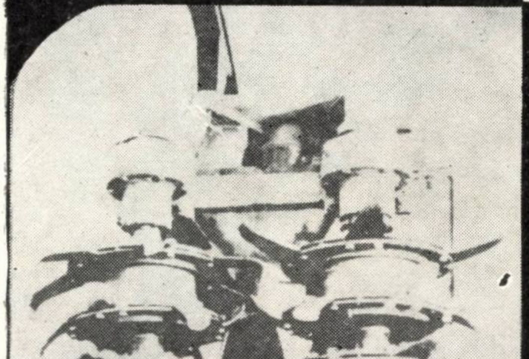
SUDOIMPORT

SUDOIMPORT

Maşina plutitoare universală
UPM–2

Dimensiunile şi greutatea, precum şi mecanismele moderne de tratare a solului, conferă maşinii plutitoare calitatea de universală. Maşina UPN-2 este de neînlocuit pentru lucrările hidraulice, pe şantiere, în timpul dragării şi asanării terenurilor.





Adîncimea maximă de tratare a solului, m :

dispozitivul absorbitor . . .	3,5–6
dispozitivul de dezagregare cu rotor . . .	2,3
dispozitivul de dezagregare cu freză . . .	3,2
dispozitivul care extrage apa . . .	2,5
Puterea motorului Diesel, C.P. . . .	55
Dimensiunile maşinii, m . . .	6,7×2,5× ×0,9

Lungimea tubului aspirator, m :

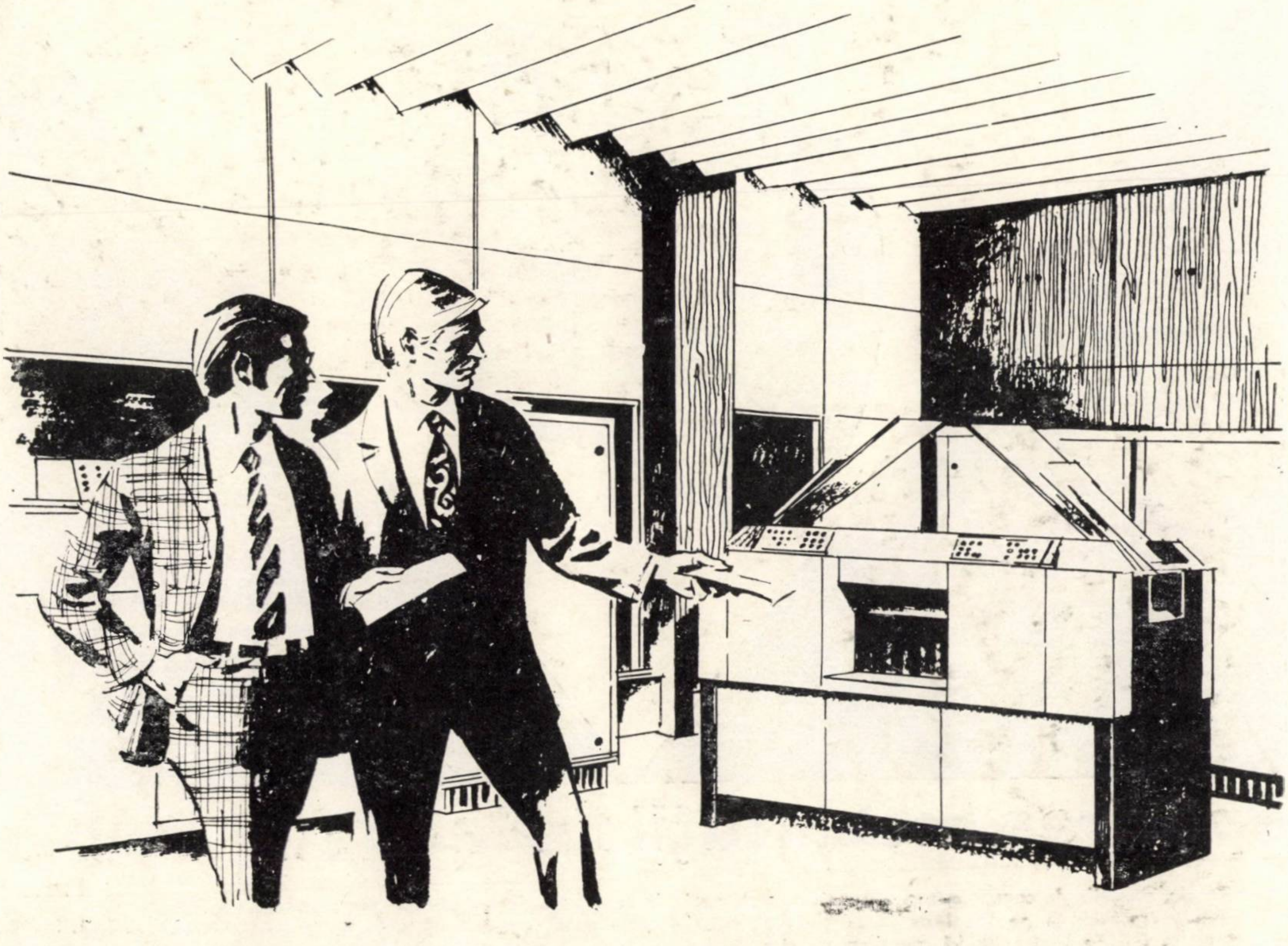
plutitor . . .	53
de coastă . . .	28
Greutatea de transport a maşinii t . . .	5

EXPORTATOR :
V O SUDOIMPORT str. Kaliaevskaia, nr. 5 Moscova K—6
U.R.S.S. Telefon : 251-05-05 Telex : 587

PUBLICOM

ILKA

COMBINATUL PENTRU TEHNICA
AERISIRII ȘI RĂCIRII



Tehnica aerului—așa cum trebuie să fie!

În timpul discuțiilor purtate de specialiști se amintește desigur și se recunoaște capacitatea de funcționare a instalațiilor noastre moderne de condiționare a aerului ILKA.
Și aceasta dintr-un motiv bine întemeiat, deoarece instalațiile noastre de condiționare a aerului ILKA oferă mai întîi premisele pentru o funcționare fără fricțiuni a calculatoarelor, așadar garantează umiditatea relativă a aerului cerută, temperatura prevăzută și puritatea necesară a aerului în centrele de calcul.
Vă livrăm prin seria noastră constructivă KGS 1...4 în domeniul alimentării cu aer de la 600 pînă la 25 000 m^{3}h și o capacitate frigorifică de la 2 000 pînă la 70 000kcal h în variante constructive cu răcire directă sau indirectă, instalațiile de condiționare a aerului cele mai sigure în funcționare pe care le doriți.
Vă rugăm să ne scrieți !
Vă transmitem cu plăcere cele mai detaliate informații.

Reprezentant:

Ambasada Republicii Democrate Germane
în Republica Socialistă România,
HPA TKB TC.
București, Drumul Taberei, str. Compozitorilor 30, Scara 1

ILKA

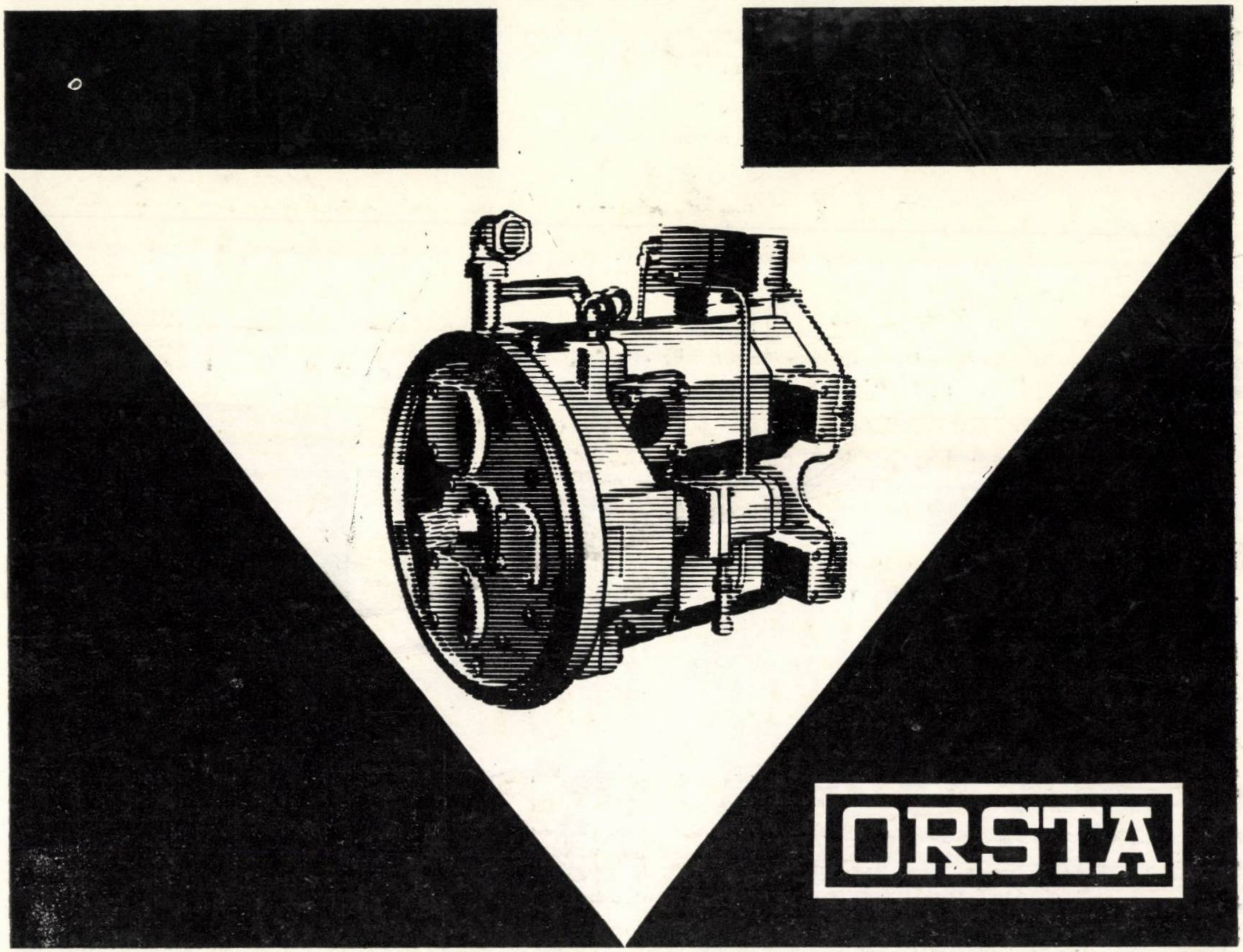
SIMBOL LK ILKA

Combinatul pentru tehnica aerisirii și răcirii DDR 808 Dresden, Königsbrücker Landstr. 156
Deutsche Democratische Republik

EXPORTATOR :

TechnoCommerz
GmbH
DDR 108 Berlin, Joh. Dieckmann — Str. 4/6
Deutsche Demokratische Republik

PUBLICOM



Sporirea mobilităţii instalaţiilor mobile

Excavatoarele, maşinile de construcţie precum şi maşinile agricole au nevoie de hidraulică. Ele trebuie să se mişte. De la un loc la altul. Ele sînt mobile. Şi pe locul de folosire. Trebuie să realizăm multe operaţii. E vorba de mişcări executate cu sensibilitate. Intreprinderea ORSTA-Hydraulik vă oferă maşini şi sisteme cu pistoane axiale pentru acţionarea lucrului şi pentru mecanismul de rulare. Le-am dezvoltat conform principiului chesonului de construcţii elaborat de întreprinderea ORSTA-Hydraulik. Am obţinut dovezi clare referitoare la randamentul lor hotărîtor :

Raport optimal între masă şi randament, înlănţuire multiplă şi pentru pompe cu mai multe fluxuri, dimensiuni minimale ale încorporărilor şi greutăţi mici, deservirea, reparaţia, procurarea pieselor de schimb şi depozitarea fiind lipsită de orice probleme.

Putem livra următoarele tipuri ale maşinilor cu pistoane axiale ND 32 MN/m²:

- pompe cu pistoane axiale
- convertizoare cu pistoane axiale
- motoare cu pistoane axiale
- pompe duble cu pistoane axiale

Putem livra următoarele tipuri ale sistemelor cu pistoane axiale ND 16 MN/m²:

- pompe cu pistoane axiale
- motoare cu pistoane axiale

La cererea dvs. sub numărul de comandă R 73/1 vă trimitem materialul de informaţii despre programul de livrare al întreprinderii ORSTA-Hydraulik referitor la „Maşini cu pistoane axiale". „Sisteme cu pistoane axiale".

RANDAMENT MARE CU AJUTORUL PRODUSELOR ÎNTREPRINDERII ORSTA — HYDRAULIK !

ORSTA hydraulik

VEB Kombinat ORSTA — Hydraulic
DDR — 701 Leipzig
Dr. — Kurt-Fischer-Strasse 33

Botschaft der DDR in der
SR Rumänien
HPA TKB TC
Bucureşti-Drumul Taberei

Exportator:

Tehno-Commerz GmbH
DDR 108 Berlin
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Exportator: MACHINOEXPORT S.A.R.L.
5, rue AKSAKOV, Sofia, Bulgaria
Telefon : 88-53-21, Telex : 22 425
Telegrame : Machinexport-Sofia

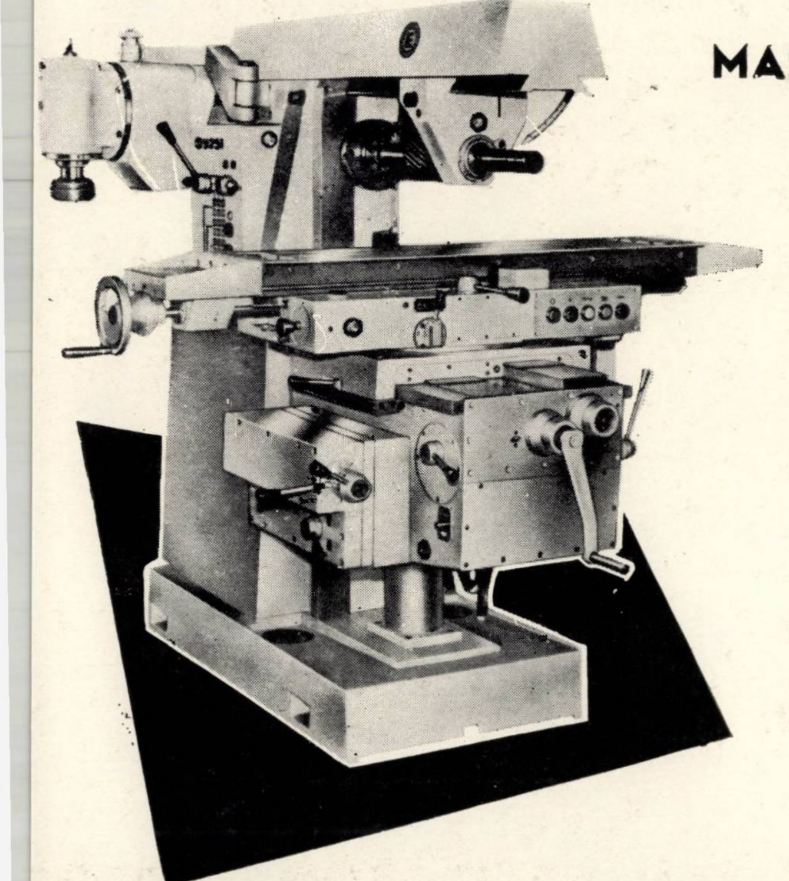
BULGARIA

Maşina de frezat universală FU—251 este destinată pentru prelucrarea prin frezare a pieselor din oţel, fontă, metale neferoase şi din materiale plastice, cu contururi foarte variate. Pentru aceste operaţii pot fi utilizate toate frezele standard şi cele cu profil special : rulouri, cu disc, cu modul, cu coadă, cu suprafaţă frontală etc.

● Puterea mare a motorului principal şi gama vastă a vitezelor broşei şi a avansurilor automate permit, de asemenea, utilizarea sculelor cu plăcuţe din carburi destinate tăierii la mare viteză.

● Masa este concepută pentru a realiza ciclul liniar automat al lucrului.

● Maşina este prevăzută cu o serie completă de aparate şi de dispozitive de montaj universale.



MAŞINĂ DE FREZAT UNIVERSALĂ
FU—521

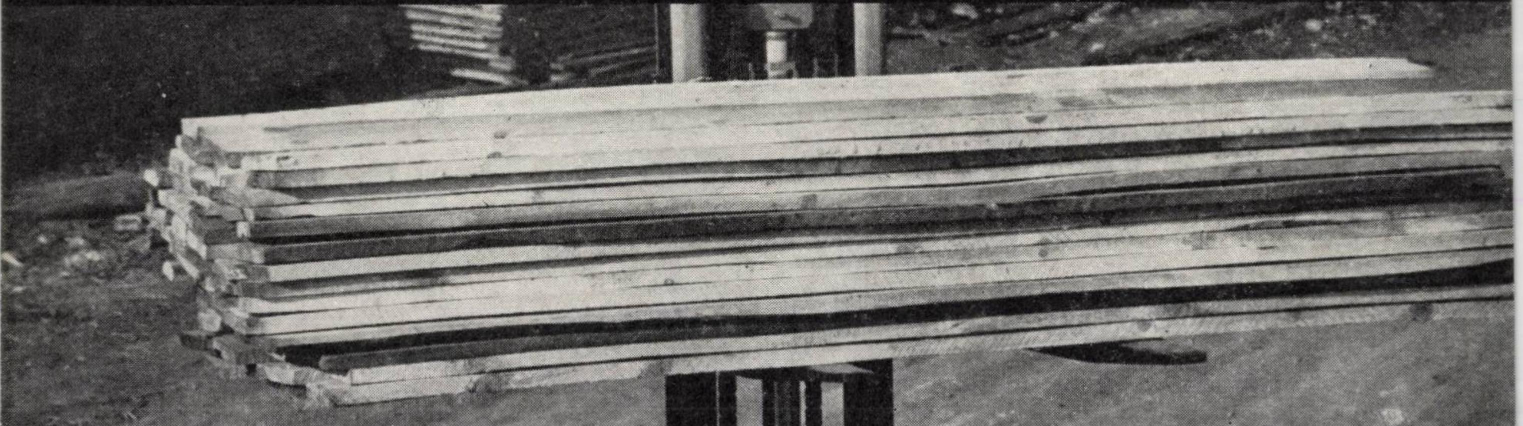
Caracteristici tehnice :

Dimensiunile suprafeţei utile a mesei		250×1 100 mm
Cursa mesei :	longitudinală	780 mm
	transversală	250 mm
	verticală	410 mm
Distanţa maximă între axa broşei şi suprafaţa mesei		440 mm
Unghiul de rotire a mesei în ambele sensuri		45
Numărul vitezelor broşei		18

PUBLICOM

balkancar

Destul de puternice — ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile — ca să executaţi mai repede
Foarte stabile — pentru siguranţa operaţiunilor



Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare — pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare — pînă la 4500 mm

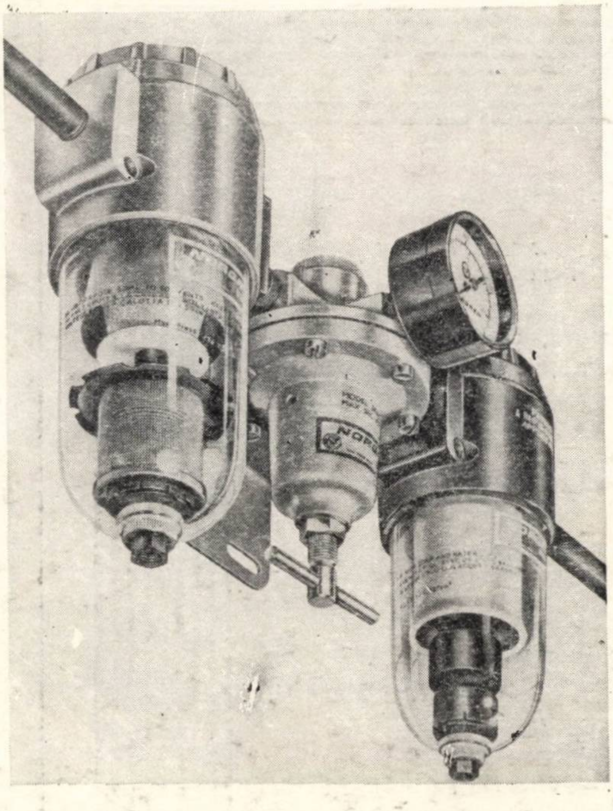
EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

NORGREN

Instalații pneumatice de precizie



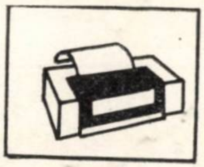
Instrumente pneumatice, mașini de ambalat alimente și medicamente, transportoare de pulberi și echipament de vopsire prin pulverizare — sînt numai cîteva din instalațiile pneumatice de precizie NORGREN. În toate aceste echipamente evitarea antrenării uleiului și o precisă reglare a presiunii sînt condiții esențiale.

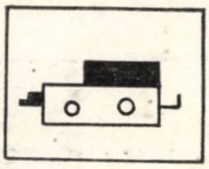
Dimensiunea tuburilor : $\frac{1}{4}$ " — 1"

Pentru informații complete scrieți la :

SHIPTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE
Tel: Shipton-on-Stour 61676
(STD code 0608) Telex 83208

PUBLICOM





ORMIG

PENTRU ADMINISTRAȚIE ȘI INSTRUCTAJ

Doriți să obțineți repede și simplu un număr de copii ale unui document ? Multiplicatorul ORMIG execută 20, 50 sau 200 copii ale unei matrițe de hîrtie prin învîrtire cu mîna, pe hîrtie normală ! Sau poate doriți să aveți 50 de copii după o scrisoare, într-un timp scurt ? Atunci obțineți în 4 secunde, o matriță cu ajutorul termografului ORMIG și după aceasta, în mai puțin de un minut, obțineți 50 de copii perfect lizibile, tot pe hîrtie normală!

CELELALTE POSIBILITĂȚI OFERITE DE TERMOGRAF sînt următoarele : Documentele importante pot fi protejate cu folii plastice.

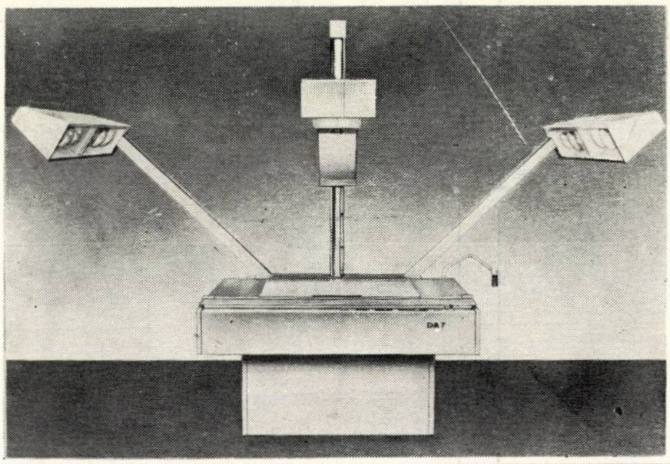
Folii pentru proiecte, pentru aparatul ORMIG Grapholux care copiază proiectele, precum și copii uscate ale termografului și copii pe hîrtie obișnuită sau pe carton.

Folosiți marile avantaje ale mașinilor ORMIG și cereți caietul nostru de informații pe care vi-l trimitem gratuit.

ORMIG

Organisationsmittel G.m.b.H.
497, Bad Oeynhausen BRD
Brunhildestr. 18

PUBLICOM



CARL ZEISS
JENA

ȘTIINȚA LA ÎNDEMÎNĂ

Microfilmarea textelor de orice natură, precum și a planșelor de construcții sau a documentelor de patente, executate cu aparatele apreciatului

Sistem — Dokumator

oferă posibilitatea unei permanente înmagazinări de date științifice, care pot fi consultate oricînd cu multă ușurință.

Microfilmare	DOKUMATOR	— Aparat de fotografiere DA 7
		— Aparat de fotografiere DA 5
		— Aparat de fotografiere de masă DAT
Developare	DOKUMATOR	— Aparat de developat DE
Control și citire	DOKUMATOR	— Aparat de citit DL 4
		— Aparat de citit DL 2
Retromărire	DOKUMATOR	— Aparat de retromărire DR 2
Copiere	DOKUMATOR	— Aparat de copiat DK
Multiplicare	DOKUMATOR	— Aparat de multiplicat DD 1

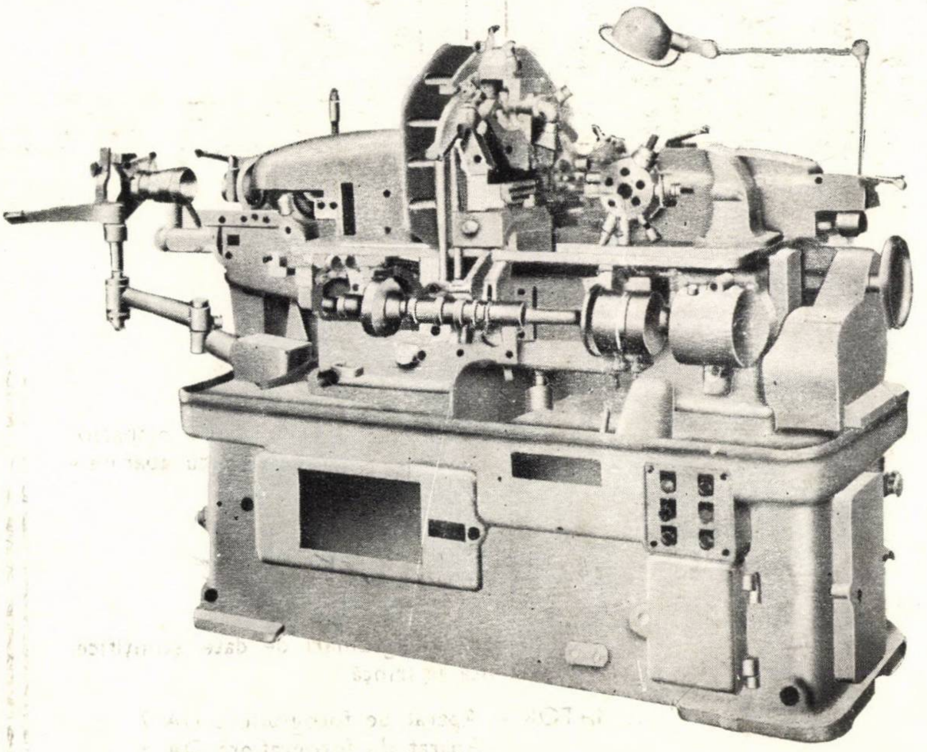
VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

PUBLICOM

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANŢĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



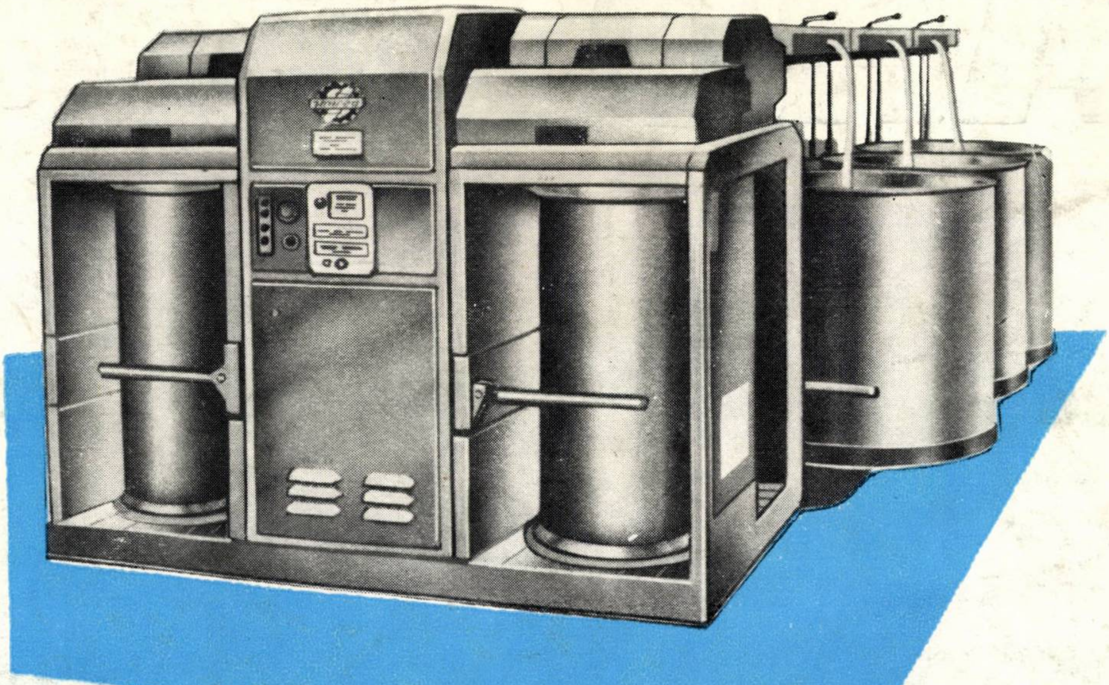
Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilităţi multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate şi precizie ridicată.

Pentru soluţionarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiştii noştrii vă stau la dispoziţie.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIŞTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.
Telefon 12558

uzina UNIREA Cluj



1974 FEB 07

LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei mașini este de **350 m/min** și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat.

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atit pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele:

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIATA 1 MAI NR. 2 - TELEFON 229.10 - TELEX 238

E 3279

R

REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXV ● nr 11 ● NOIEMBRIE 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe
  două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru
    vagoane de călători și marfă
  rulmenți pentru utilaj petrolier
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ŞTIINŢIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETARI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ŞI PUBLICAŢII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, Nr. 11, NOIEMBRIE 1973

CUPRINS

Catrina, D. şi Marinescu, V.: Determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate din angrenajele situate între două axe. 643
Dumitraş, C. şi Aelenei, M.: Contribuţii privind stabilirea funcţiei AIRY pentru calculul eforturilor unitare normale (σ) şi de forfecare (τ), la aşchiere. 646
Gheorghe, C.: Oţeluri pentru călirea superficială prin inducţie. 649
Enache, St., Străjescu, E., Tănase, I., Romaniţă, M. şi Aelenei, M.: Studiul uzurii pentru cuţite din oţel rapid şi armate cu plăcuţe din carburi metalice. 652
Lăzărescu, E., Jeflea, M. Studiul proceselor oscilatorii şi al bulelor de cavitaţie din echipamentul de injecţie al motoarelor diesel pe o maşină analogică. 656
Macovei, A.: Metode şi surse în prognozele privind maşinile de spălat şi transportat pămînt. 661
Mincă, M.: Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de conductibilitatea electrolitului la prelucrarea electrochimică. 665
Munteanu, M.: Dinamica maşinilor vibratoare suspendate prin elemente elastice. 668
Pay, E. şi Ţîţ, St.: Cinematica frezării danturii cilindrice drepte cu cuţit zburător. 672
Renert, M. şi Manolache, Z.: Consideraţii teoretice asupra rezemării virolei cilindrice în vederea sudării pe generatoare. 674
Tărăboi. V.: Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare. 679
Voia, I., Vancu, I., Mandl, K. şi Cîmpianu, V.: Contribuţii la studiul solicitărilor în camera spirală şi capacul turbinelor Francis de înaltă cădere. 684

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI 687
MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE 694
NOI MATERIALE DOCUMENTARE 700

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă, ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

S U M A R

CZ 621.83.001.24

Catrina, D. şi *Marinescu, V.* : **Determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate din angrenajele situate între două axe.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 643–645

CZ 621.91.001.24

Dumitraş, C. şi *Aelenei, M.* : **Contribuţii privind stabilirea funcţiei AIRY pentru calculul eforturilor unitare normale (σ) şi de forfecare (τ) la aşchiere.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 646–649

CZ 669.14.018 : 621.785.5

Gheorghe, C. : **Oţeluri pentru călirea superficială prin inducţie.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 649–652

CZ 621.9.025.7 : 669.018.25 : 669.14.018.252.3

Enache, St., Străjescu, E., Tănase, I., Romaniţă, M. şi *Aelenei' M.* : **Studiul uzurii pentru cuţite din oţel rapid şi armate cu plăcuţe din carburi metalice.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 652–656

CZ 621.436.038 : 001.5 : 681.332

Lăzărescu, E., Jeflea, M. : **Studiul proceselor oscilatorii şi al bulelor de cavitaţie din echipamentul de injecţie al motoarelor diesel pe o maşină analogică.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 656–660

CZ 621.86/.87(09)(09)

Macovei, A. : **Metode şi surse în prognozele privind maşinile de săpat şi transportat pămînt.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 661–665

CZ 621.9.047.001.5

Mincă, M. : **Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de conductibilitatea electrolitului la prelucrarea electrochimică.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 665–667

CZ 621.928.235

Munteanu, M. : **Dinamica maşinilor vibratoare suspendate prin elemente elastice.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 668–672

CZ 621.914

Pay, E. şi *Ţiţ St.* : **Cinematica frezării danturii cilindrice drepte cu cuţit zburător.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 672–674

CZ 621.791.7

Renert, M. şi *Manolache, Z.* : **Consideraţii teoretice asupra rezemării virolei cilindrice în vederea sudării pe generatoare.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 674–679

CZ 621.85.065

Tărăboi, V. : **Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 679–683

CZ 621.224.24

Voia, I., Vancu, I., Mandl, K., Cîmpian, V. : **Contribuţii la studiul solicitărilor în camera spirală şi capacul turbinelor Francis de înaltă cădere.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 11, p. 684–686

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI 687–694

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE 694–700

NOI MATERIALE DOCUMENTARE 700–706

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25. Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul, Întreprinderea poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 3341

Taxele poştale pentru anul 1973, plătite în cont-avans conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.001.24
Катрина, Д. и *Маринеску, В.:* **Определение числа зубьев шестерен в зацеплениях, расположенных между двумя осями.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 643—645

ДК 621.91.001.24
Думитраш, К. и *Аеленей, М.:* **Установление функции AIRY для расчета нормальных единичных (σ) и сдвигающих τ усилий при резании.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 646—649

ДК 669.14.018 : 821.785.5
Георге, К.: **Стали для поверхностной индукционной закалки.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 649—652

ДК 621.9.025.7.669.018.25 : 669.14.018.252.3
Енаке, Шт, Стрэжеску, Е: Тэнасе И., Романицэ, М. и *Аеленей, М.:* **Исследование износа резцов из быстрорежущей стали, с напаянной пластинкой из металлического карбида.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 652—656

ДК 621.436.038.001.5 : 681.332
Лэзэреску, Е., Жефлеа, М., **Исследование колебательных процессов и кавитационных пузырей в распыливающей аппаратуре дизельных двигателей на аналоговой машине.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 656—660

ДК 621.86/87 (09)
Маковей, А.: **Методы и источники в прогнозах землеройных машин и машин для транспорта земли.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 661—665

ДК 621.9.047.001.5
Минкэ, М.: **Исследование зазора инструмент-деталь в зависимости от проводимости электролита при электрической обработке.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 665—667

ДЯ 621.928.235
Мунтяну, М.: **Динамика вибрационных упругоподвешанных машин.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 668—672

ДК 621.914
Пай, Е. и *Цыц, Шт.:* **Кинематика фрезерования прямых цилиндрических зубьев при помощи летучего резца.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 672—674

ДК 621.791.7
Ренерт, М. и *Манолаке, З.:* **Теоретические соображения в связи с опорой цилиндрической обегайки при сварке на генераторах.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 674—679

ДК 621.86.065
Тэрэбой, В.: **Анализ колебаний несущих кабелей.**
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11, стр. 679—683

ДК 621.224.24
Воя, И. Ванку, И. Мандль, К. Кымпян, В:
Исследование нагрузок в спиральной камере и крышке турбин Francis высокого напора.
Constructia de Maşini 25 (1973) nr. 11 стр. 684—686

ДОСТИЖЕНИЯ РУМЫНСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ 687—694

ПРОЯВЛЕНИЯ В ОБЛАСТУ НАУКИ И ТЕХНИКИ 694—200

НОВЫЕ ДОКУМЕНТАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛИ 700—756

INHALT

DK 621.833.001.24
Catrina, D. und *Marinescu, V.:* **Die Bestimmung der Zahl von Zähne der Treibzahnräder die zwischen zwei Axen montiert sind.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 643—645

DK 621.91.001.24
Dumitraş, C. und *Aelenei, M.:* **Betrachtungen über der Feststellung der AIRY-Funktion für die Berechnung der unitär normalen Spannkräfte und der Scherkräfte beim Zerspannen.**
Constructia de Maşini 25 (1973) Nr. 11, S. 646—649

DK 669.14.018 : 621.785.5
Gheorghe, C.: **Stähle für die oberflächige Härtung durch Induktion.**
Constructia de Maşini (1973), Nr. 11, S. 649—652

DK 621.9.025.7 : 639.018.25 : 669.14.018.252.3
Enache, St., Străjescu, E., Tănase I., Romaniţă, M. und *Aelenei, M.:* **Das Studium betreffs des Verschleiss der Messer aus Schnellstahl und mit kleine Platten aus metalischem Karbid ausgerüstet.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 652—656

DK 621.436.038.001.5 : 681.332
Lăzărescu, M., Jeflea, M.: **Das Studium der Schwingprozesse und der Kavitationsbüllen in der Injections -ausrüstung der Diesel Motoren auf einer analogischen Maschine.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 656—660

DK 621.86/87 (09)
Macovei, A.: **Methoden und Quellen in den Prognosen betreffend die Bagger-und Transportgeräte für Erde.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 661—665

DK 621.9.047.001.5
Mincă, M.: **Das Studium betreffend den Abstand Werkzeug-Stück bezüglich der Konduktibilität des Electrolyst bei der elecktrochemischer Verarbeitung.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 665—667

DK 621.928.235
Munteanu, M.: **Die Dynamik der Schwingmaschinen die durch elastische Elemente aufgehängt werden.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11. S. 668—672

DK 621.914.
Pay, E. und *Ţiţ, St.:* **Die Kinematik des Abfräsen der zylindrischen gerade Zähne mit einem fliegenden Messer.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 672—674

DK 621.791.7
Renert, M. und *Manolache, Z.:* **Theoretische Betrachtungen über die Auflagerung des zylindrischen Ring für das Schweissen auf der Erzeugenden.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 674—679

DK 621.85.065
Tărăboi, V.: **Die Analyse der Tragkabelschwingungen.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 679—683

DK 621.224.24.
Voia, I., Vancu, I., Mandl, K., Cîmpian, C. V.: **Beitragungen zum Studium der Beanspruchungen im Spiralzimmer und im Deckel der Francis-Turbinen von hoher Gefälle.**
Constructia de Maşini 25 (1973), Nr. 11, S. 684—686

ERZEUGUNGEN DER RUMANISCHEN INDUSTRIE 687—694

TECHNISCHE UND WISSENSCHAFTLICHE VERANSTALTUNGEN 694—200

NEUE DOKUMENTATIONSMATERIALIEN 700—706

CONTENTS

DC 621.833.001.24

Catrina, D. and *Marinescu, V.* : **Determination of the number of teeth of cogged-wheel gearings positioned between two axes.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 643–645

DC 621.91.001.24

Dumitraș, C. and *Aelenei, M.* : **Setting up the AIRY function for the calculation of normal unitary stress (σ) and shearing stress (τ) in cutting.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 646–649

DC 669.14.018 : 621.785.5

Gheorghe, C. : **Steels for superficials induction hardening.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 649–652

DC 621.9.025.7 : 669.018.25 : 669.014.018.252.3

Enache, St., Străjescu, E., Tănase, I., Romaniță, M. and *Aelenei, M.* : **Study of wear in rapid steel cutters fitted with metalic carbide small plates.**

Construcția de Mașini 25(1973), no. 11, p. 652–656

DC 621.436.038.001.5 : 681.332

Lăzărescu, E., Jeflea, M. : **Study of the oscillatory processes and cavitation bubbles in the Diesel engine injection equipment, by means of analogical machines.**

Construcția de Mașini 25 1(973), no. 11, p. 656–660

DC 621.86/87(09)

Macovei, A. : **Methods and sources used in the prognoses regarding earth digging and transporting machines.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 661–665

DC 621.9.047.001.5

Mincă, M. : **Study of the tool-piece gap depending on the electrolyte conductibility in electrochemical processing.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 665–667

DC 621.928.235

Munteanu, M. : **Dynamics of vibratory machines suspended by means of elastic parts.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 668–672

DC 621.914

Pay, E. and *Țiț, Șt.* : **Kinematics of straight cylindrical teeth cutting carried out with a flyng cutter.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 672–674

DC 621.791.7

Renert, M. and *Manolache, T.* : **Theoretical considerations on the propping of the cylindrical ring in view of generator welding.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 674–679

DC 621.86.065

Tărăboi, V. : **Analysis of carrying ropes oscillations.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 679–683

DC 621.224.24

Voia, I., Vancu, I., Mandl, K., Cîmpian, V. : **Contribution to the study of stresses occurring in the volute chamber and cover of high fall Francis turbines.**

Construcția de Mașini 25(1973), no. 11, p. 684–686

ROMANIAN INDUSTRY ACHIEVEMENTS 687–694

SCIENTIFIC AND TECHNICAL EVENTS 694–700

NEW DOCUMENTARY MATERIALS 700–706

SOMMAIRE

CD 621.833.001.24

Catrina, D. et *Marinescu, V.* : **La détermination du nombre de dents des roues dentées des engrenages situés entre deux axes.**

Construcția de Mașini 25 (1973) no. 11, p. 643–645

CD 621.91.001.24

Dumitraș, C. et *Aelenei, M.* : **Contributions concernant l'établissement de la fonction AIRY pour le calcul des efforts unitaires normaux (σ) et de cisaillement (τ), lors du rabotage en copeaux.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 646–649

CD 669.14.018 : 621.785.5

Gheorghe, C. : **Aciers pour le trempage superficial par induction.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 649–652

CD 621.9.025.7:669.018.25:669.14.018.252.3.

Enache, St., Străjescu, E., Tănase, I., Romaniță, M. et *Aelenei M.* : **L'étude de l'usure des cuteaux en acier rapide et armés avec des plaquettes en carbures métalliques.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 652–656

CD 621.436.038.001.5 : 681.332

Lăzărescu, E., Jeflea, M. : **L'étude des processus oscillatoires et des bulles de cavitation de l'équipement d'injection des moteurs diesel, sur une machine analogique.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 656–660

CD 621.86/87 (09)

Macovei, A. : **Méthodes et sources pour les prognoses concernant les machines à creuser et à transporter de la terre.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 661–665

CD 621.9.047.001.5

Mincă, M.: **L'étude de l'interstice outil-pièce en rapport avec la conductibilité de l'électrolyte lors de l'usinage électrochimique.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 665–667

CD 621.928.235

Munteanu, M. : **La dynamique des machines vibratoires suspendues par des éléments élastiques.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 668–672

CD 621·914

Pay, E. et *Țiț, Șt.* : **La cinématique du fraisage du dentier cylindrique droit avec un couteau volant.**

Construcția de Mașini 25 (1973) no. 11, p. 672–674

CD 621.791.7

Renert, M. et *Manolache, Z.* : **Considerations théoriques concernant l'appui de la virole cylindrique en vue du soudage sur la génératrice.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 674–679

CD 621.85.065

Tărăboi, V. : **L'analyse des oscillations des cables porteurs.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 679–683

CD 621.224.24

Voia, I., Vancu, I., Mandl, K., Cîmpian, V. : **Contributions à l'étude des sollicitations dans la chambre spirale et dans le couvercle des turbines Francis de haute chute.**

Construcția de Mașini 25 (1973), no. 11, p. 684–686

RÉALISATIONS DE L'INDUSTRIE ROUMAINE 687–694

MANIFESTATIONS SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUES 694–700

NOUVEAU MATERIAUX DOCUMETAIRES 700–706

CZ 621.833.001.24

Determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate din angrenajele situate între două axe

Ing. Dumitru CATRINA Institutul politehnic – Bucureşti

Mat. V. MARINESCU I.S.C.I.F. – Bucureşti

La proiectarea cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte, de numeroase ori apare necesitatea de a determina numărul de dinţi ai roţilor dinţate din angrenajele care să asigure, între două axe, n rapoarte de transmitere, în aşa fel încît turaţiile axului principal să fie dispuse în progresie geometrică [1, 2].

Fie:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_n}{n_1} \tag{1}$$

raportul de reglare al turaţiilor la axul de ieşire din angrenaje, n_1 turaţia minimă a acestui ax, n_n turaţia sa maximă, iar n numărul treptelor de turaţii ale axului de ieşire obţinute de la o aceeaşi turaţie a axului de intrare (fig. 1);

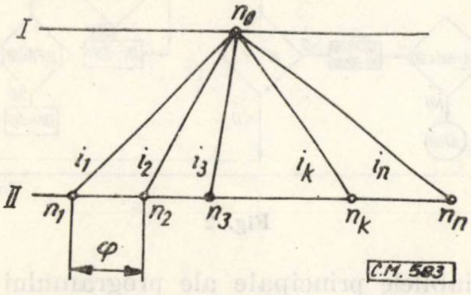


Fig. 1

cele n turaţii ale axului de ieşire sînt dispuse în progresie geometrică cu raţia:

$$\varphi = \sqrt[n-1]{R_n}. \tag{2}$$

Raportul de transmitere minim $i_1 = \frac{n_1}{n_0}$ trebuie realizat prin roţile dinţate cu numerele de dinţi A_1, B_1 în aşa fel ca:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_0} = \frac{A_1}{B_1}, \tag{3}$$

iar raportul de transmitere de rang k, $i_k = \frac{n_k}{n_0}$ trebuie realizat prin roţile dinţate cu numerele de dinţi A_k, B_k, în aşa fel ca:

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{A_k}{B_k}. \tag{4}$$

Turaţiile axului de ieşire fiind în progresie geometrică cu raţia φ:

$$n_k = n_1 \cdot \varphi^{k-1}, \tag{5}$$

rezultă că:

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{k-1}}{n_0} = i_1 \cdot \varphi^{k-1}. \tag{6}$$

Dificultăţile apar deci din aceea că trebuie determinate n rapoarte de transmitere cu n perechi de numere de dinţi A_k, B_k, aparţinînd numerelor naturale:

$$\begin{cases} A_k \in N \\ B_k \in N \end{cases} k \in [1, n] \tag{7}$$

în următoarele condiţii:

1. max $(A_k + B_k) = 126$, condiţie necesară bunei funcţionări a angrenajului;

2. $A_k + B_k =$ constant, distanţa între axe fiind unică;

3. $\frac{A_k}{B_k} = i_1 \cdot \varphi^{k-1}$, condiţie rezultată din (4) şi (6); A_k, B_k sînt numere întregi, iar $i_1 \cdot \varphi^{k-1}$ este număr zecimal.

Eroarea relativă cu care fracţia $\frac{A_k}{B_k}$ aproximează numărul zecimal $i_1 \cdot \varphi^{k-1}$ trebuie să fie cuprinsă între $[-0{,}02, +0{,}03]$.

Literatura de specialitate [1, 2] furnizează o soluţie care constă în aproximarea lui i_k printr-o fracţie ordinară $\frac{A_{1k}}{B_{1k}}$ sensibil egală cu $\frac{A_k}{B_k}$, iar apoi, prin intermediul celui mai mic multiplu comun al sumelor de forma $(A_{1k} + B_{1k})$, se găsesc numerele de dinţi A_k, B_k.

În cele ce urmează se expune o soluţie simplificată a problemei enunţate, care satisface condiţiile formulate mai sus.

Să notăm raportul de transmitere minim:

$$i_1 = \frac{A}{B} \tag{8}$$

Modalitatea cea mai simplă de a-l scrie pe i_k cu respectarea condiţiei (2) este:

$$i_k = \frac{A_k}{B_k} = \frac{A + a_k}{B - a_k}, \tag{9}$$

în care a_k este un număr întreg ce urmează a fi determinat, adică numerele de dinți ai celor n perechi de roți situate între două axe se obțin adăugînd la numărător și scăzînd din numitor un același număr întreg a_k, astfel ca suma numerelor de dinți (deci și distanța între axe) să rămînă constantă. Aceasta este ideea de bază a metodei propuse.

Pentru a determina numărul întreg a_k, vom scrie că:

$$i_k = \frac{A + a_k}{B - a_k} = \frac{1 + \frac{a_k}{A}}{\frac{B}{A} - \frac{a_k}{A}} = i_1 \frac{1 + \frac{a_k}{A}}{1 - i_1 \cdot \frac{a_k}{A}}. \tag{10}$$

Din egalarea relațiilor (6) și (10) rezultă că:

$$a_k = A \frac{\varphi^{k-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{k-1} + 1} \tag{11}$$

Să observăm că, în relația (9), a_k trebuie să fie un număr întreg a_{kr}, pe cînd cel calculat cu relația (11) este un număr real (fracționar sau zecimal) a_{kt}.

Aproximarea numărului a_{kt} prin numărul întreg cel mai apropiat a_{kr}, adică:

$$a_{kr} = a_{kt} \pm \Delta a_k, \tag{12}$$

face ca turațiile reale, obținute la axul de ieșire, să fie diferite de cele teoretice, dispuse în progresie geometrică.

Eroarea relativă care se introduce pentru turația de ordinul k este:

$$\varepsilon_k = \frac{n_{kr} - n_{kt}}{n_{kt}} = -1 + \frac{n_{kr}}{n_{kt}} = \frac{i_{kr}\, n_0}{i_{kt}\, n_0} - 1 =$$

$$= \frac{A + a_{kr}}{B - a_{kr}} \cdot \frac{B - a_{kt}}{A + a_{kt}} - 1 =$$

$$= \frac{A + a_{kr}}{A + a_{kr} \mp \Delta a_k} \cdot \frac{B - a_{kr} \pm \Delta a_k}{B - a_{kr}} - 1 = \pm$$

$$\pm \Delta a_k \frac{A + B_k + 2a_{kr}}{(A_k - \Delta a_k) \cdot B_k}\ \varepsilon_k \cong \pm \Delta a_k \cdot \left(\frac{1}{A_k} + \frac{1}{B_k} \right). \tag{13}$$

Se observă că eroarea relativă introdusă este mică pentru că numerele de dinți A_k și B_k sînt relativ mari, iar max $(\Delta a_k) = 0{,}5$. Așadar dacă se cunoaște rația φ a progresiei geometrice, numărul turațiilor n obținute la axul de ieșire de la o turație a axului de intrare în angrenaj, raportul de transmitere minim i_1 și fracția ordinară A/B care îl aproximează, cu ajutorul relației (11) se pot determina numerele întregi a_k, iar cu relația (9) rezultă numerele de dinți A_k, B_k ai roților celor n angrenaje.

Metoda propusă a fost programată pentru un calculator numeric în FORTRAN, folosindu-se organigrama din figura 2.

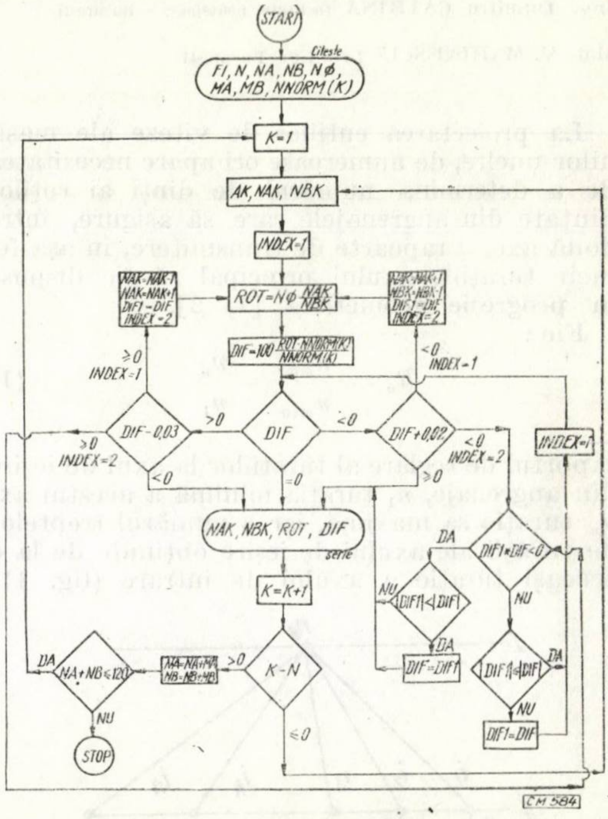

START
Citește
FI, N, NA, NB, NØ, MA, MB, NNORM (K)
K=1
AK, NAK, NBK
INDEX=1
NAK=NAK-1
NBK=NAK+1
DIF1=DIF
INDEX=2
ROT=NØ NAK/NBK
NAK=NAK+1
NBK=NBK-1
DIF1=DIF
INDEX=2
DIF=100 (ROT-NNORM(K))/NNORM(K)
≥0
INDEX=1
<0
INDEX=1
DIF-0,03
>0
DIF
<0
DIF+0,02
≥0
INDEX=2
<0
=0
<0
INDEX=2
≥0
INDEX=1
NAK, NBK, ROT, DIF
scrie
DA
DIF1*DIF<0
NU
|DIF1|<|DIF|
DA
NU
K=K+1
DIF=DIF1
DIF1≤|DIF|
DA
NU
DIF1=DIF
DA
NA+NB≤120
NA=NA+MA
NB=NB+MB
>0
K-N
≤0
NU
STOP
CM 584

Fig. 2

Variabilele principale ale programului:

FI — rația progresiei geometrice:
N — numărul de trepte de transmitere;
NA, NB — numerele de dinți ale raportului de transmitere minim i_1;
$NØ$ — turația axului de intrare;
$NNORM(K)$ — turațiile normalizate ale axului de ieșire;
NAK, NBK — numere de dinți calculate;
ROT — turație calculată a axului de ieșire;
DIF — eroarea relativă de turație.

Semnificația celorlalte variabile rezultă din urmărirea atentă a programului.

Prezentăm în tabela nr. 1 rezultatele obținute cu ajutorul programului pentru un șir de date.

Programul oferă un număr de variante (în cazul de față 8) corespunzătoare diferitelor variante ale raportului minim i_1:

$$i_1 = \frac{NA}{NB} = \frac{m \cdot MA}{m \cdot MB}, \tag{14}$$

Tabela 1

NR. CRT.	NUMERE	DINŢI	TURAŢIE NORM.	TURAŢIE CALCUL	EROARE
1	20	50	112	112,00	0,00
2	23	47	140	137,02	−2,13
3	27	43	180	175,81	−2,33
4	31	39	224	222,56	−0,64
5	35	35	280	280,00	0,00
6	39	31	355	352,26	−0,77
7	43	27	450	445,93	−0,91
8	47	23	560	572,17	2,17
9	50	20	710	700,00	−1,41
10	53	17	900	872,94	−3,01
1	22	55	112	112,00	0,00
2	26	51	140	142,75	1,96
3	30	47	180	178,72	−0,71
4	34	43	224	221,40	−1,16
5	38	39	280	272,82	−2,56
6	43	34	355	354,12	−0,25
7	47	30	450	438,67	−2,52
8	51	26	560	549,23	−1,92
9	55	22	710	700,00	−1,41
10	59	18	900	917,78	1,98
1	24	60	112	112,00	0,00
2	28	56	140	140,00	0,00
3	33	51	180	181,18	0,65
4	37	47	224	220,43	−1,60
5	42	42	280	280,00	0,00
6	47	37	355	355,68	0,19
7	52	32	450	455,00	1,11
8	56	28	560	560,00	0,00
9	60	24	710	700,00	−1,41
10	64	20	900	896,00	−0,44
1	26	65	112	112,00	0,00
2	30	61	140	137,70	−1,64
3	36	55	180	183,27	1,82
4	40	51	224	219,61	−1,96
5	45	46	280	273,91	−2,17
6	51	40	355	357,00	0,56
7	56	35	450	448,00	−0,44
8	61	30	560	569,33	1,67
9	65	26	710	700,00	−1,41
10	69	22	900	878,18	−2,42
1	28	70	112	112,00	0,00
2	33	65	140	142,15	1,54
3	38	60	180	177,33	−1,48
4	44	54	224	228,15	1,85
5	49	49	280	280,00	0,00
6	55	43	355	358,14	0,88
7	60	38	450	442,11	−1,75
8	65	33	560	551,52	−1,52
9	70	28	710	700,00	−1,41
10	75	23	900	913,04	1,45
1	30	75	112	112,00	0,00
2	35	70	140	140,00	0,00
3	41	64	180	179,37	−0,35
4	47	58	224	226,90	1,29
5	52	53	280	274,72	−1,89
6	59	46	355	359,13	1,16
7	65	40	450	455,00	1,11
8	70	35	560	560,00	0,00
9	75	30	710	700,00	−1,41
10	80	25	900	896,00	−0,44
1	32	80	112	112,00	0,00
2	37	75	140	138,13	−1,33
3	44	68	180	181,18	0,65
4	50	62	224	225,81	0,81
5	56	56	280	280,00	0,00
6	63	49	355	360,00	1,41
7	69	43	450	449,30	−0,16
8	75	37	560	567,57	1,35
9	80	32	710	700,00	−1,41
10	85	27	900	881,48	−2,06
1	34	85	112	112,00	0,00
2	40	79	140	141,77	1,27
3	47	72	180	182,78	1,54
4	53	66	224	224,85	0,38
5	59	60	280	275,33	−1,67
6	67	52	355	360,77	1,63
7	73	46	450	444,35	−1,26
8	79	40	560	553,00	−1,25
9	85	34	710	700,00	−1,41
10	91	28	900	910,00	1,11

(Continuare tab. 1)

în care numerele întregi MA, MB sînt tabelate [2] pentru diferite valori ale lui i_1 (acesta fiind o putere întreagă a uneia din raţiile normalizate) iar numărul întreg m poate lua diferite valori în aşa fel ca:

1. min $(NA, NB) = 17$ pentru a permite funcţionarea fără corijare;

2. max $(NA + NB) = 126$.

Se observă că variantele 3, 4, 5, 6, 7, 8 au toate cele 10 erori situate între limitele admisibile:

$$-0{,}02 \leqslant \varepsilon_k \leqslant 0{,}03.$$

Alegerea variantei optime urmează să fie făcută de proiectant în baza altor criterii, care nu fac obiectul prezentului articol.

În concluzie, metoda indicată permite rezolvarea problemei numărului de dinţi ai roţilor dinţate situate între două axe, în cutiile de viteză ale maşinilor-unelte, cu o precizie deosebită; nu numai că nici una dintre erorile rapoartelor de transmitere nu iese în afara cîmpului de toleranţă admis de normele în vigoare, dar chiar mai mult: proiectantului i se dă posibilitatea să aleagă, din mai multe variante, pe cea care convine şi din alte puncte de vedere (gabarit, rezistenţă etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Cinematica maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[2] *Botez, E.* Maşini-unelte, vol. I. Cinematica. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

[3] *Dimo, P.* Programarea în Fortran. Bucureşti, Ed. tehnică, 1971

CZ 621.91.001.24

Contribuții privind stabilirea funcției Airy pentru calculul eforturilor unitare normale (σ) și de forfecare (τ) la așchiere

Dr. ing. Constantin DUMITRAȘ Institutul politehnic – București
Ing. Mihai AELENEI C.C.P.M.F.S.

Literatura de specialitate [1], [2], [3] arată că pentru stabilirea mărimii eforturilor unitare normale σ și tangențiale τ din zona deformării plastice a unui element de așchie pot fi utilizate ecuațiile diferențiate (1), (2) și (3), rezultate din condițiile de echilibru static al elementului de suprafață din figura 1:

$$\sigma_\rho = \frac{1}{\rho}\frac{\partial\varphi}{\partial\varphi} + \frac{1}{\rho^2}\frac{\partial^2\varphi}{\partial\theta^2}, \qquad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\partial^2\varphi}{\partial\rho^2}, \qquad (2)$$

$$\tau_{\rho 0} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial^2\varphi}{\partial\rho\partial\theta} + \frac{1}{\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial\theta}, \qquad (3)$$

unde:

$\varphi(\rho;\ \theta)$ = 0 reprezintă funcția Airy, ρ — distanța de la tăișul sculei la elementul de suprafață considerat și θ — unghiul de alunecare a elementului de așchie la momentul considerat, variind între β_{min} și β_{max}(fig. 1).

Stabilirea funcției Airy, care să satisfacă relațiile (1), (2) și (3) pentru cazul așchierii metalelor, reprezintă o problemă deosebit de dificilă, iar literatura de specialitate menționată nu dă un răspuns satisfăcător. Astfel, cercetările lui Musada Kazuaki au condus, în cele din urmă, la funcția:

$$\varphi(\rho;\ \theta) = a_0 \lg\rho + b_0\rho^2 + c_0\rho^2\lg\rho + d_0\rho^2\theta + a_0'\theta +$$
$$+ \frac{a_1}{2}\rho\theta \operatorname{sm}\theta + (b_1\rho^3 + a_1'\rho^{-1} + b_1'\rho\lg\rho)\cos\theta -$$
$$- \frac{c_1}{2}\rho\theta\cos\theta + (d_1\rho^3 + c_1'\rho^{-1} + d_1'\rho\lg\rho)\sin\theta +$$
$$+ \sum_{n=2}^{n=\infty}(a_n\rho^n + b_n\rho^{n+2} + a_n'\rho^{-n} + b_n'\rho^{-n+2})\cos n\theta +$$
$$+ \sum_{n=2}^{n=\infty}(c_n\rho^n + d_n\rho^{n+2} + c_n'\rho^{-n} + d_n'\rho^{-n+2})\sin n\theta. \qquad (4)$$

Această funcție, care cuprinde toate fenomenele ce însoțesc procesul deformării plastice la așchiere, este totuși foarte complicată și conduce, prin derivare de două ori în raport cu ρ și θ, la expresiile (5), (6) și (7) care, pentru aplicarea lor în practică, reclamă dotarea cu calculatoare și necesită un consum mare de timp:

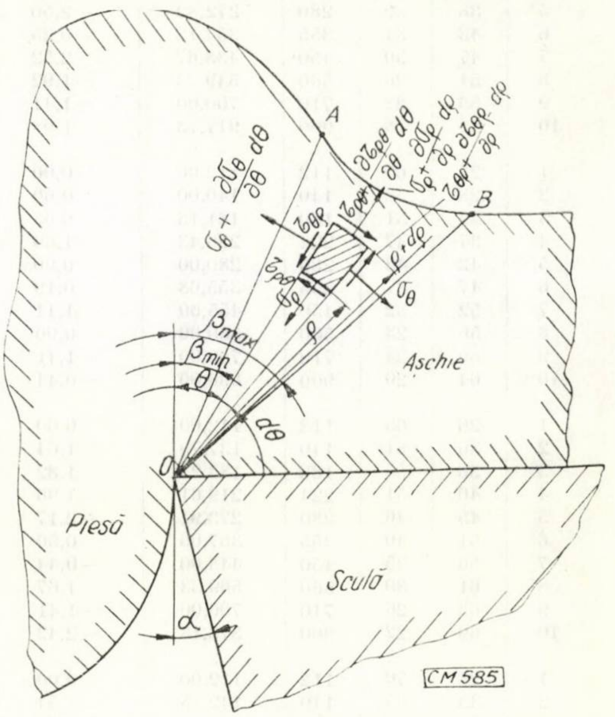


Fig. 1

$$\sigma_\rho = 2\mathrm{b}_0 + 2\,d_0\,\theta - 2\,a_2\cos 2\theta - 2\,c_2\sin 2\theta +$$
$$+ \rho(2b_1\cos\theta + 2d_1\sin\theta - 6a^3\cos 3\theta - 6c^3\sin 3\theta) -$$
$$- 12\,\rho^2(a_4\cos 4\theta + c_4\sin 4\theta) + \ldots\ \ldots \qquad (5)$$

$$\sigma_0 = 2b_0 + 2\,d_0\theta + 2\,a_2\cos 2\theta + 2\,c_2\sin 2\theta +$$
$$+ 6\,\rho(b_1\cos\theta + d_1\sin\theta + a_3\cos 3\theta + c_3\sin 3\theta) +$$
$$+ 12\,\rho^2(b_2\cos 2\theta + d_2\sin 2\theta + \mathrm{a}_4\cos 4\theta +$$
$$+ c_3\sin 4\theta) + \ldots\ \ldots \qquad (6)$$

$$\tau_{\rho\theta} = -d_0 + 2a_2\sin2\theta - 2c_2\cos2\theta + \rho(2b_1\sin\theta - 2d_1\cos\theta + 6a_3\sin3\theta - 6c_3\cos3\theta) + \rho^2(6b_2\sin2\theta - 6d_2\cos2\theta + 12a_4\sin4\theta - 12c_4\cos4\theta) + \ldots\ldots \quad (7)$$

Pornind de la faptul că în procesul aşchierii elementul de aşchie este solicitat la compresiune, rezultă că funcţia lui Airy poate fi exprimată prin ecuaţia trigonometrică de gradul doi:

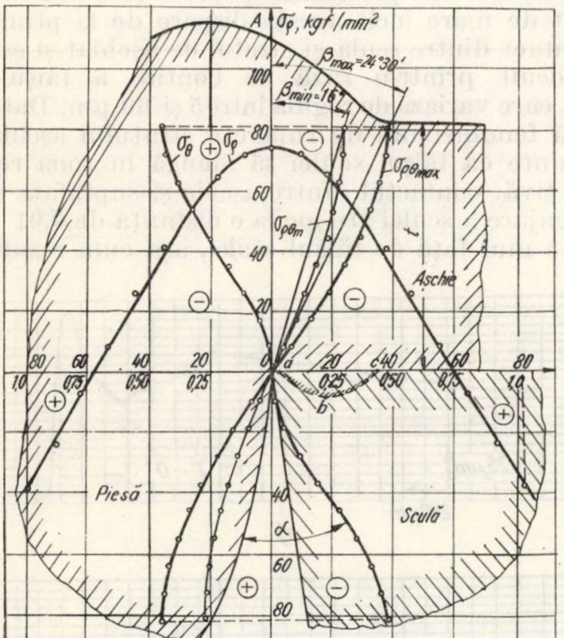


Fig. 2

$$\varphi(\rho:\theta) = \frac{1}{2}a\rho^2\cos^2\theta - \frac{1}{2}b\rho^2\sin\theta\cos\theta + \frac{1}{2}c\rho^2\sin^2\theta \quad (8)$$

Mărimea termenilor liberi din relaţia (8) se capătă cu ajutorul sistemului de ecuaţii (9), rezultat prin efectuarea derivatei parţiale, de ordinul întîi şi doi, asupra funcţiei lui Airy şi condiţiile limită impuse pe conturul zonei de deformarea plastică (fig. 3).

$$\sigma_\theta = a\cos^2\theta - b\sin\theta\cos\theta + c\sin^2\theta = 0$$

$$\tau_{\rho\theta} = -a\sin2\theta - b\cos2\theta + c\sin2\theta = 0 \quad (9)$$

$$\sigma_\rho = -a\cos2\theta + b\sin2\theta + c\cos2\theta = \frac{\sigma_r}{\rho^2},$$

în care τ_r reprezintă rezistenţa de rupere a materialului prelucrat.

Rezolvarea sistemului de ecuaţii (9) conduce în cele din urmă la relaţiile:

$$a = \frac{\sigma_r}{2\rho^2}\sin^2\theta, \quad (10)$$

$$b = -\frac{\sigma_r}{2\rho^2}\sin2\theta, \quad (11)$$

$$c = -\frac{\sigma_r}{2\rho^2}\cos^2\theta \quad (12)$$

Aceste ecuaţii determină mărimea termenilor liberi *a*, *b* şi *c* ai relaţiei (8) în funcţie de raza polară ρ, unghiul de alunecare a elementului de aşchie θ şi rezistenţa de rupere σ_r.

Ecuaţiile (10) – (12) împreună cu expresiile rezultate prin efectuarea derivatelor parţiale, de ordinul unu şi doi, asupra funcţiei (8) conduc la stabilirea relaţiilor analitice:

$$\sigma_\rho = \frac{\sigma_r}{2\rho^2}[2\cos2\theta - \sin^2 2\theta], \quad (13)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_r}{2\rho^2}[\sin^2 2\theta], \quad (14)$$

$$\tau_{\rho\theta} = -\frac{\sigma_r}{2\rho^2}[\sin2\theta] \quad (15)$$

Aceste relaţii, mult mai simple decît cele stabilite de M. Kazuaki [2] şi I. V. Apracsin [5] permit ridicarea curbelor de variaţie a eforturilor unitare normale σ şi de forfecare τ, la aşchierea metalelor, în funcţie de rezistenţa de rupere σ_r, unghiul de forfecare θ şi distanţa de la tăişul sculei pînă la punctul considerat ρ, şi oferă un procedeu simplu de stabilire a mărimii eforturilor unitare normale şi de forfecare la aşchierea oricărui metal.

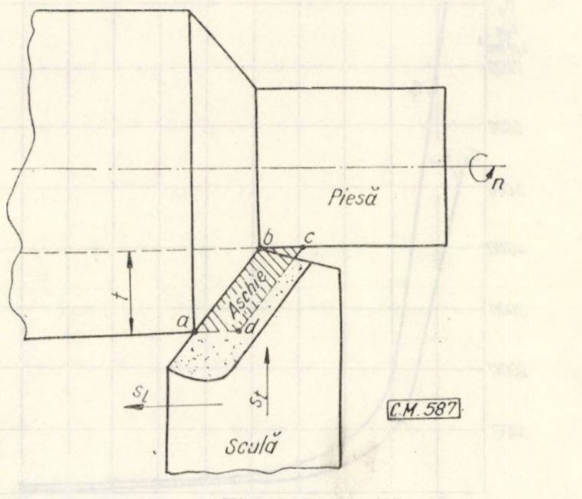


Fig. 3

În figura 2, se prezintă curbele de variație pentru eforturile unitare normale σ_ρ și σ_θ, precum și pentru acela de forfecare $\tau_{\rho\theta}$, a căror direcție de acțiune este indicată în figura 3. Din analiza curbelor rezultă că pe direcția OA, cînd unghiul de forfecare θ este nul, efortul unitar de compresiune σ_ρ capătă valori maxime, iar efortul de forfecare $\tau_{\rho\theta}$ și acela normal după direcția tangențială σ_θ sînt nule, în timp ce pentru valori ale unghiului de forfecare θ mai mari sau mai mici decît zero, efortul unitar normal de compresiune σ_ρ scade, iar efortul de forfecare σ_θ și acela normal după direcția tangențială σ_θ cresc și ating valoarea maximă atunci cînd unghiul θ coincide cu unghiul maxim de alunecare a elementului de așchie β_{max}. În același timp se constată că, pentru $\theta = 90°$, efortul unitar de compresiune σ_ρ devine egal cu $\frac{1}{2}\ \sigma_r$ și de semn contrar față de semnul inițial, ceea ce înseamnă că în așchie apar eforturi de întindere datorită ruperii acesteia pe zona razei de la vîrf a sculei.

Transformarea efortului unitar de compresiune σ_ρ în efort de întindere poate fi pusă și pe seama faptului că stratul de metal așchiat este comprimat, dar în același timp este solicitat și la întindere de-a lungul zonei de separare a elementului de așchie de restul materialului (*a*, *b*, *c*, fig. 3).

Din ecuațiile (13)...(15) se mai desprinde faptul că eforturile normale σ_ρ, σ_θ și de forfecare $\tau_{\rho\theta}$ cresc cu pătratul distanței dintre punctul considerat și tăișul sculei pentru $\rho < 1$ și scad după aceeași lege cînd $\rho > 1$, așa cum se poate vedea în figura 4. Acest mod de variație arată că, pentru punctele materiale situate în planul vertical care conține tăișul sculei, efortul unitar de compresiune σ_ρ devine infinit, iar efortul de forfecare $\tau_{\rho\theta}$ și cel tangențial σ_θ sînt egale cu zero. Această stare de eforturi unitare arată că, în asemenea condiții, stratul de materie solicitat curge plastic și explică fenomenul de separare a elementului de așchie de piesa prelucrată înainte ca tăișul sculei să ajungă în punctul considerat. De altfel, în practică, tăișul ideal al sculei nu poate fi menținut, întrucît presiunea specifică de lucru este atît de mare încît acesta dispare de la primul contact dintre sculă și stratul de așchiat și este înlocuit printr-o rază de bontire a tăișului R_b, care variază de regulă între 5 și 60 μm. Datorită fenomenului de rupere a stratului așchiat înainte ca tăișul sculei să ajungă în zona respectivă, contactul dintre așchie și suprafața de degajare a sculei are loc la o distanță de 0,01 — 0,15 mm față de tăișul sculei, așa cum rezultă și din figura 5, fapt care creează condiții optime pentru apariția craterului uzurii a cărui valoare maximă ($H_{\gamma\,max}$ apare de regulă la distanța de

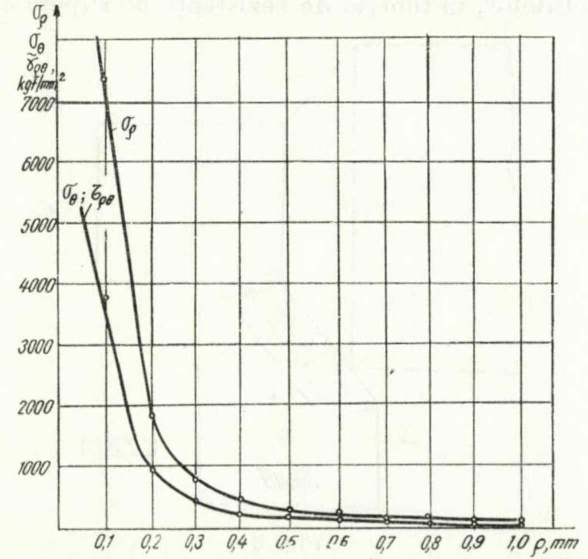


Fig. 4

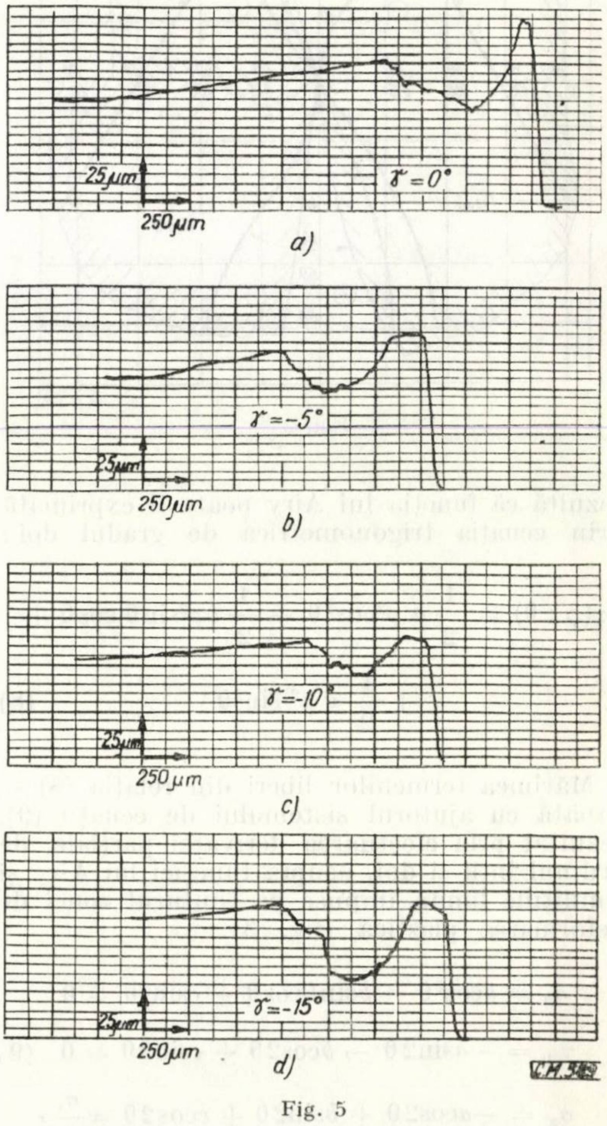


Fig. 5

0,17—0,34 mm faţă de tăişul sculei, deoarece în această zonă efortul unitar de compresiune σ_ρ atinge valoarea maximă. Calculele şi rezultatele experimentale arată că, în cazul oţelului OLC 65, efortul unitar normal de compresiune σ_ρ din această zonă variază între 2550 şi 496 kgf/mm², iar la 0,5 mm depărtare de tăişul sculei efortul acesta capătă valoarea de numai 165 kgf, în timp ce la 0,86 mm faţă de tăişul sculei efortul unitar de compresiune σ_ρ scade pînă la 7,85 kgf/mm. Acest mod de variaţie a uzurii a fost verificat practic în lucrarea (4). În cazul aşchierii metalelor cu un grad ridicat de tenacitate apare fenomenul de formare a tăişului de depunere şi, ca atare, uzura de pe suprafaţa de degajare a sculei decurge după alte legi. Studiul variaţiei eforturilor unitare cu ajutorul relaţiilor stabilite, poate explica şi cauzele uzurii de pe suprafaţa de aşezare a sculei. Astfel, datorită coeficientului de frecare din zona de contact dintre sculă şi suprafaţa de aşchiere, care poate lua valori de regulă între 0,4 şi 0,98 [13], rezultă că efortul unitar de forfecare capătă în cazul aşchierii valorii mai mari decît 0,5 σ_c. Aceasta arată că pe măsură ce efortul de forfecare creşte, în mod implicit va creşte şi uzura sculei de pe suprafaţa de aşezare.

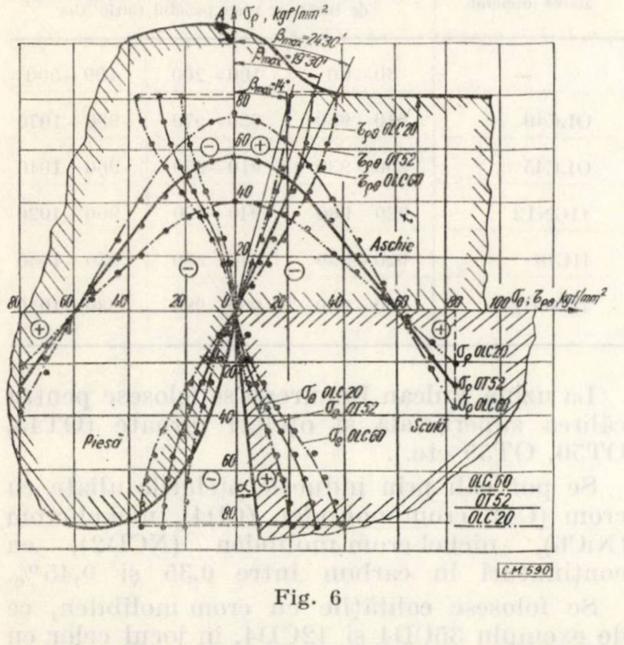


Fig. 6

Diagrama din figura 6 arată cum se poate stabili cu precizie mărimea unghiului de alunecare β pentru începutul stării de curgere plastică şi sfîrşitul deformării plastice, precum şi faptul că, pe măsură ce rezistenţa la rupere a materialului prelucrat scade, unghiul maxim de alunecare β_{max} şi cel minim β_{min} scad. Diferenţa dintre unghiul maxim de alunecare β_{max} şi cel minim β_{min} devine tot mai mică, astfel că relaţiile stabilite confirmă pe deplin ipotezele emise de I. A. Time, I. G. Usaciov, Taylor ş.a. cu privire la unghiul secundar de alunecare. Această diminuare a diferenţei dintre unghiul maxim de alunecare β_{max} şi cel minim β_{min} se datoreşte faptului că, pe măsură ce oţelul devine mai casant, limita de curgere se apropie tot mai mult de rezistenţa la rupere a materialului considerat şi, ca atare, zona de deformare plastică a aşchiei se îngustează, tinzînd către o suprafaţă curbă.

Prin urmare, ecuaţiile (13) ··· (15) vin să confirme pe deplin sensul fizic cu privire la variaţia eforturilor unitare normale şi tangenţiale considerate, de-a lungul grosimii aşchiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bahrov, B.F., Granovschi, G.I. Zarev, H.H., Kluşin M.J.* ş.a. Razvitie nauki a rezanii metallov. Moscova, Maşinostroenie, 1967.

[2] *Kazuaki, M.* Compressive strength of the cutting edges of the WC—Co comented carhides. In : Bull J & M.F. 1970, 13, nr. 56, p. 310—319.

[3] *Dumitraş, C.* Contribuţii privind stabilirea ecuaţiilor diferenţiale pentru determinarea efortului unitar normal şi tangenţial la aşchierea metalelor. A 15-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic—Bucureşti, 21—23 dec. 1972.

[4] *Dumitraş, C.* Cercetări privind raza tăişului sculei R_b şi uzura de pe suprafaţa de degajare *H* la strunjirea longitudinală. In : Construcţia de maşini nr. 10, 1973,

[5] *Apracsin, I.V.* Nekatorie vaprosi teorii skorostnovo Vezania. Moscova. Masghiz, 1951.

* * *

CZ 669.14.018 :621.785.5

Oţeluri pentru călirea superficială prin inducţie

Ing. CONSTANTIN Gheorghe – Uzina „Vulcan" – Bucureşti

Alegerea oţelurilor care urmează a se căli superficial prin inducţie este foarte importantă avîndu-se în vedere rezultatele finale ce trebuie obţinute.

Se ştie din practica de toate zilele că alegerea oţelurilor pentru călire superficială depinde de călibilitatea oţelului precum şi de mediul de răcire care poate fi utilizat de la caz la caz.

Călibilitatea oţelului depinde de conţinutul său în carbon. În cazul călirii prin inducţie nu se poate conta pe nici un aport suplimentar de carbon din exterior, prin urmare este necesar ca oţelul să aibă de la început un conţinut suficient în carbon.

Realizarea unui tratament termic corect este condiţionată de următorii factori principali :

— lipsa decarburării superficiale ;

— mărimea granulei (de la 6 la 8 ASTM-granulă fină şi regulată) ;

— omogenitatea structurii de bază (structură sorbitică fină în cazul unui oţel călit în prealabil şi revenit; structură perlitoferitică în cazul unui oţel normalizat la 850°C);

— constanţa analizei.

Oţelurile carbon

Sînt cel mai des utilizate şi corespund nuanţelor semidure (conţinut în carbon de 0,35 — 0,50%).

Oţelurile carbon OLC35, OLC45, OLC60, avînd un grad de puritate ridicat şi o analiză chimică prescrisă, conduc la rezultate omogene ale călirii superficiale.

Oţelul OLC35 şi-a găsit utilizare pentru confecţionarea pieselor supuse la oboseală şi uzură cum ar fi: roţi dinţate cu diametrul mare şi cu presiune de contact medie. Oţelul OLC45 se utilizează pentru o gamă largă de piese din construcţia de locomotive şi maşini, manşoane de cuplare, axe, tije, etc. Oţelul OLC50 înlocuieşte cu succes pe OLC60 întrucît asigură o rezistenţă ridicată la uzură şi înlătură pericolul de fisurare pe care îl prezintă OLC60. Oţelurile OLC35, OLC45, OLC50 şi OLC60 asigură proprietăţile fizico-chimice, mecanice şi tehnologice necesare în exploatare.

În ultimul timp au apărut şi o serie de oţeluri care sînt corespondente ale acestora dar care sînt elaborate în mod special şi cu destinaţie pentru călirea superficială prin inducţie.

Oţelurile carbon româneşti sînt oţeluri cu utilizări generale prezentînd avantajul că realizează şi în condiţiile călirii superficiale caracteristicile solicitate.

Oţelurile XC35, XC42, XC45, XC48 XC55 cu corespondent STAS; OLC35, OLC40, OLC45, OLC50, OLC55 cu un conţinut mediu în carbon: 0,35%, 0,42%, 0,45%, 0,48%, 0,55% şi mangan între 0,50 şi 0,80%. După călirea superficială prin inducţie, suprafaţa acestor oţeluri au următoarele durităţi minime (după o revenire de detensionare la 170°C): XC 38 $\geqslant$ 50 HRC; XC 42 $\geqslant$ 53 HRC; XC 48 $\geqslant$ 55 HRC.

Pentru conţinutul în carbon de pînă la 0,55%, călirea se face în apă, fără măsuri de precauţie speciale, cu excepţia pieselor complicate sau avînd un dezechilibru important în masa lor.

La oţelurile cu un conţinut în carbon mai mare pot apărea defecţiuni din cauza modificărilor bruşte de secţiune sau a temperaturii prea scăzute a lichidului de călire. De aceea, în aceste cazuri este indicată călirea în emulsie (ulei solubil sau alte produse adecvate), în circuit închis, reglarea temperaturii lichidului de călire şi folosirea eventuală a aditivilor de călire. Se asigură o mai bună regularitate a călirii.

Oţelurile aliate

Oţelurile aliate cu crom, mangan sau siliciu mangan marca 40C10, 36MS17 şi 36MSI2 sînt utilizate pentru piese cu secţiuni mai mari, îmbunătăţite la rezistenţe ale miezului superioare oţelului carbon.

Oţelurile 36MS12 se utilizează pe o scară mai redusă din cauza tendinţei lor de a forma segregaţii.

Oţelurile crom-molibden 34MoCN15 se utilizează la piese puternic solicitate sau supuse la şocuri. La călirea superficială C.I.F. ele se comportă bine, obţinîndu-se o duritate superficială ridicată şi o adîncime de călire mai mare ca la oţelurile carbon. Temperaturile de austenitizare recomandate la călirea CIF sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Marca oţelului	Temperatura de austenizitare, °C, la viteză de încălzire peste punctul Curie °C/s		
—	30—60	100—200	400—500
OLC40	910—950	930—970	980—1070
OLC45	890—930	910—960	960—1040
41CN12	920—960	940—960	960—1020
41C10	920—960	940—980	980—1050
41MoC11	920—960	950—980	980—1050

La uzina Vulcan Bucureşti se folosesc pentru călirea superficială şi oţeluri turnate (OT45, OT50, OT55 etc.).

Se pot căli prin inducţie oţelurile aliate cu crom (C4), crom-molibden (CD4), nichel-crom (NiC6), nichel-crom-molibden (NCD2), cu conţinuturi în carbon între 0,35 şi 0,45%.

Se folosesc calităţile cu crom-molibden, ce de exemplu 35CD4 şi 42CD4, în locul celor cu nichel-crom, deoarece sînt mai economice şi cu folosire sigură. Compoziţia şi duritatea lor sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Marca	C,%	Cr,%	Mo,%	Mn%,	Duritate HRC
35CD4	0,30—0,37	0,85—1,15	0,15—0,30	0,60—0,90	52
42CD4	0,38—0,45	0,85—1,15	0,15—0,30	0,60—0,90	55

Oţeluri aliate şi mai economice sînt 38 şi 42 C4 care au compoziţia şi duritatea prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Marca	,C%	Cr,%	Mn,%	Duritate HRC
38 C4	0,35—0,40	0,85—1,15	0,60—0,90	52
42 C4	0,40—0,45	0,85—1,15	0,60—0,90	55

Ele pot înlocui cu succes calitățile 35 și 42 DC 4, dar cei ce le utilizează trebuie să fie prudenți din două motive:

— sensibilitatea oțelurilor menționate la supraîncălzire și variația călibilității în funcție de analiză;

— călirea se poate face pentru toate oțelurile aliate amintite mai sus fie în apă, fie în emulsie (acesta este cazul general), fie în ulei, în funcție de forma piesei în special.

Călirea în ulei se face prin imersiune, nu prin stropire, aceasta din urmă nefiind adecvată nici calitativ, nici pentru producție de serie mare. Se aplică, de regulă, un tratament prealabil prin călire și revenire.

Criterii de alegere

Oțelurile carbon se folosesc la piesele de formă simplă sau relativ simplă, cu caracteristici bune de duritate a suprafeței și fără cerințe de duritate prea mari în straturile interioare.

Aceste oțeluri se utilizează cu structuri perlito-feritice omogene.

Se poate aplica o pretratare prin călire și revenire, în masă, pentru duritățile de ordinul 217—262 HB în scopul de a se asigura, înaintea călirii prin inducție, o structură sorbitică fină. Se întîlnesc însă cazuri cînd nu sînt posibile călirea în masă în apă, și apoi o călire finală bună prin inducție.

Pe de altă parte, imposibilitatea de a obține, prin călirea în ulei, caracteristicile de bază în masă urmărite duce la alegerea unui oțel cu un conținut redus în carbon (de exemplu OLC30).

Pentru tipurile (OLC35) și (OLC40) nealiate se obțin rezultate foarte bune în cazul pieselor cu geometrie echilibrată, cînd nu sînt cerințe prea severe în ce privește duritatea în straturile interioare, iar piesele sînt puțin sau mediu solicitate la oboseală. De exemplu, rezistența la oboseală a unor arbori de roți a fost dublată prin înlocuirea oțelului 35 NC 6, din care erau confecționați, cu oțel XC 38 F normalizat și călit prin inducție, în apă, la o profunzime eficace de 3 mm.

Oțelurile aliate se folosesc în cazul pieselor care trebuie să obțină caracteristici foarte bune ale masei prin călire și revenire prealabilă, cu scopul de a face față unor înalte exigențe privind rezistența la oboseală, torsiune sau încovoiere, precum și pentru a avea o călibilitate mai bună la tratamentul prin inducție (duritatea în straturile interioare).

Au fost obținute rezultate excelente cu tipul 35 CD4, precedat de un tratament în masă prin călire în ulei și revenire pentru 255—302 HB.

Călirea devine posibilă în condiții corecte la temperaturi cuprinse, în general, între 820 și 860°C, pentru conținut în carbon de 0,45—0,35%. La toate oțelurile călite prin inducție se recomandă practicarea revenirii de detentă de o oră la 170—210°C, imediat după călire, pentru a elimina tensiunile rămase și care pot provoca defecte.

Pentru a face față tuturor cerințelor discutate mai sus s-a studiat posibilitatea utilizării unor tipuri de oțel derivate din oțel carbon, avînd o călibilitate garantată prin adăugarea unei cantități foarte mici de crom sau de bor. Se folosesc de exemplu, cu foarte bune rezultate oțelurile 38 C 2 avînd compoziția prezentată în tabela 4.

Tabela 4

Marca	Compoziție chimică, %		
	C	Cr	Mn
38 C 2	0,35 0,40	0,40 0,70	0,60 0,80

Tipul acesta de oțel permite: — un tratament prealabil în masă prin călirea în ulei și revenirea fără risc de defecte, obținîndu-se caracteristici identice sau comparabile celor rezultate în urma călirii în apă a oțelului XC 38 f obișnuit;

— garanția unei regularități mari a călirii prin inducție;

— posibilitatea obținerii unor caracteristici ridicate și mai severe în straturile interioare decît la XC 38 f.

Un alt tip, derivat și el din oțelul 5C 38 f, este XC 38 cu bor, cu călibilitate garantată; el are următoarea compoziție:

$$C = 0{,}35-0{,}40, \quad Mn = 0{,}60-0{,}80,$$

$$B = 0{,}0035\%.$$

Rezultatele călirii superficiale cu flacără depind în mare măsură de alegerea corectă a materialului. Ca regulă generală, constructorul trebuie să stabilească în prealabil condițiile tehnice impuse zonei călite și apoi, împreună cu metalurgul, să aleagă materialul care să corespundă condițiilor impuse.

La călirea cu flacără, oțelul este încălzit la temperatură peste Ac_3, de unde este răcit cu o viteză mai mare ca viteza critică de călire, astfel încît ia naștere în stratul călit o structură martensitică cu duritate ridicată. Pentru ca un oțel să fie călit, practic, trebuie să aibă un conținut în carbon de minimum 0,30%. Cu cît crește conținutul în carbon cu atît pericolul de fisurare este mai mare, astfel că nu se recomandă călirea prin C.I.F. a oțelurilor cu mai mult de 0,70%.

Oțelurile de călibilitate redusă și garantate, utilizate la cifrare, de tipul 55 PP, 45 PP și altele, dau de asemenea rezultate bune.

În ultima vreme s-a acordat atenție elaborării unor oțeluri speciale destinate călirii C.I.F., cu limite restrînse pentru conținutul în carbon deoarece abaterile obișnuite la acest element (C) provoacă greutăți în călirea superficială a pieselor de serie mare și de masă; de asemenea pentru piese cu pereți subțiri (roți dințate, cu modul mic) se folosesc oțeluri cu adîncime de călire redusă, pentru a nu se obține călire pătrunsă.

Rezultatele călirii superficiale depind în mare măsură de tratamentele termice anterioare, efectuate în scopul realizării proprietăților necesare în miezul piesei călite.

Rezultate bune s-au obținut în cazul normalizării sau îmbunătățirii dacă în prealabil s-a efectuat recoacerea completă; la încălzirea C.I.F. se obține austenită neomogenă și resturi de ferită nedizolvată, care micșorează duritatea, măresc pericolul de fisurare și reduc rezistența la oboseală.

BIBLIOGRAFIE

[1] In: Traitement thermique, nr. 58, 1971.
[2] *Popescu N.* Alegerea și tratamentul termic al oțelurilor pentru roți dințate.
[3] Călirea superficială cu flacără oxi metan. București, I.D.T., 1966.
[4] Încălzirea prin inducție cu frecvență industrială la tratamentul termic și forjarea pieselor metalice. București, I.D.T., 1965.
[5] Călirea superficială prin încălzire cu curenți de înaltă frecvență. In: Informare tehnică – E, I.D.T., nr. 2, 1968.

◆

CZ 621.9.026.7:669.018.25:669.14.018.252.3

Studiul uzurii pentru cuțite din oțel rapid și armate cu plăcuțe din carburi metalice

Conf. dr. ing. St. ENACHE, asist. ing. E. STRĂJESCU, asist. ing. I. TĂNASE
Institutul politehnic – București

Dr. ing. M. ROMANIȚĂ, ing. M. AELENEI
Institutul de cercetări și proiectări mecanică fină și scule – București

Este îndeobște recunoscut faptul că uzura sculei așchietoare exercită o puternică influență asupra producției și preciziei prelucrării mecanice a pieselor de mașini, precum și asupra costului prelucrării și, respectiv, al produselor. Astfel, uzura sculei duce la micșorarea productivității și a preciziei de prelucrare și mărește costul prelucrării. Pe de altă parte se știe că sculele se execută din materiale costisitoare și în unele cazuri deficitare, astfel încît uzura sculelor prezintă o importanță deosebită și din punctul de vedere al consumului de materiale speciale pentru scule.

În lumina celor arătate trebuie să menționăm că prezentul studiu al uzurii cuțitelor din oțel rapid și armate cu plăcuțe de carburi metalice prezintă o importanță tehnico-economică, deosebită, deoarece pe baza curbelor caracteristice ale uzurii cuțitelor se pot stabili condițiile tehnico-economice optime pentru exploatarea acestor cuțite, durabilitatea economică, numărul total de reascuțiri, precum și consumurile specifice de scule.

Stabilirea judicioasă a criteriului de uzură constituie problema cea mai importată pentru determinarea concretă a factorilor menționați mai sus. La stabilirea criteriului de uzură s-au luat în considerare o serie de factori cum sînt: geometria cuțitelor, schema ascuțirii, felul prelucrării și alura curbelor caracteristice de uzură obținute. Astfel, la cuțitele armate cu plăcuțe de carburi metalice la care s-a adoptat o fațetă negativă plană (fig. 1, a) s-a considerat drept criteriu de uzură valoarea maximă admisibilă a uzurii pe fața de așezare $h_{\alpha max}$, deoarece la aceste cuțite ascuțirea se face numai pe fața de așezare [2]. În urma analizei curbelor caracteristice ale uzurii și în concordanță cu literatura de specialitate [5, 4, 3] s-a ajuns la concluzia că se poate adopta $h_{\alpha max} = 0{,}8$ mm, atît pentru cuțitele din oțel rapid cît și pentru cele cu carburi metalice; se observă că în majoritatea cazurilor, pentru $h_{\alpha} = 0{,}8$ mm, durabilitatea sculei este mai mare decît valoarea obișnuită a durabilității economice care este de 60 min pentru cuțitele din oțel rapid și de 90 min pentru cuțitele armate cu carburi [5].

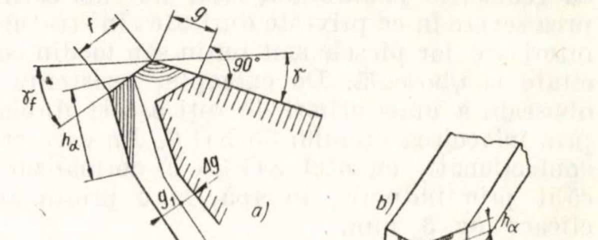


Fig. 1

De altfel curbele caracteristice ale uzurii, obținute la așchierea cu regimurile de așchiere departamentale, indică în majoritatea cazurilor durabilități care depășesc cu mult pe cele economice, ceea ce demonstrează că în general regimurile de aşchiere departamentale sînt prea moderate şi deci necorespunzătoare unei aşchieri cu eficienţă economică maximă.

I. *Metodica cercetării experimentale*

Cercetările experimentale au fost efectuate astfel: barele din oţel, fontă sau aluminiu avînd diametrul $D = 120$ mm şi lungimea $L = 750$ mm au fost supuse aşchierii pe un strung tip S_3 avînd $N = 7$ kW. Cuţitele nou ascuţite la o geometrie optimă, determinată pe baza literaturii de specialitate [3, 2, 5] au fost introduse în aşchiere. Din timp în timp aşchierea a fost întreruptă în vederea măsurării uzurii pe faţa de aşezare h_α (fig. 1, b). Măsurarea uzurii s-a făcut cu ajutorul unui dispozitiv optic [6] avînd precizia de $\pm 0,01$ mm dispozitiv montat rigid pe suportul strungului. În cursul cercetărilor s-a avut în vedere ca viteza de aşchiere să nu aibă o variaţie mai mare de $\pm 5\%$, iar raportul $\frac{L}{d}$ să fie menţinut constant astfel încît rigiditatea să nu se modifice.

Aşchierea s-a efectuat fără lichide de răcire şi ungere. Ascuţirea cuţitelor s-a făcut pe maşini de ascuţit universale Cugir folosind pietre abrazive din electrocorindon pentru oţelul rapid şi din carbură de siliciu verde pentru plăcuţele de carburi metalice.

Măsurarea uzurii h_α s-a făcut după o direcţie normală la tăiş, iar la fiecare oprire a procesului de aşchiere s-a măsurat lăţimea maximă a faţetei de uzură (fig. 1, b).

În tabela 1 se prezintă materialele care au fost supuse aşchierii, iar în tabela 2 se arătă cuţitele care au fost utilizate pentru aşchiere.

Tabela 1

Materiale de prelucrat	σ_r sau HB (daN/mm²)	Observaţii
Oţel marca OL 50	50– 60	
Oţel marca 40C10	85–105	
Fontă marca Fc20	170–241 HB	
Aluminiu	AtCu8	Simbol 2516

II. *Rezultatele cercetărilor experimentale*

O parte din rezultatele măsurătorilor de uzură efectuate pe cuţite din oţel rapid şi armate cu plăcuţe din carburi metalice sînt prezentate direct sub forma curbelor caracteristice ale uzurii (h_α) în figurile 4–10. În aceste figuri sînt prezentate funcţiile $h_\alpha = f(\tau)$ în care τ reprezintă timpul de prelucrare în minute. Pe fiecare figură se indică condiţiile de aşchiere, respectiv tipul cuţitului, materialele de prelucrat şi parametrii regimului de aşchiere folosit. Trebuie menţionat faptul că toate curbele de uzură corespund ca alură cu cele existente în literatura de specialitate.

Tabela 2

Tipul cuţitelor	Calitatea materialului sculе	STAS şi dimensiuni
Cuţit pentru retezat	Oţel rapid Rp3	STAS 353–67 10 × 10; 16 × 10; 25 × 16 st
Cuţit lamă pentru retezat	Oţel rapid Rp3	STAS 354–60 25 × 5; 35 × 7,5
Cuţit de interior	Oţel rapid Rp3	STAS 356–67 20 × 20
Cuţit lateral	Oţel rapid Rp3	STAS 539–67 20 × 12; 32 × 20
Cuţit drept pentru degroşare	Oţel rapid Rp3	STAS 351–67 10 × 10; 25 × 16
Cuţit încovoiat pentru degroşare	Oţel rapid Rp3	STAS 352–67 10 × 10; 25 × 16
Cuţit drept pentru finisat	Oţel rapid Rp3	STAS 6312–67 10 × 10; 20 × 20
Cuţit drept pentru degroşat	Plăcuţe carburi metalice P40, P10, P20	STAS 6376–67 16 × 16; 25 × 25 dr.
Cuţit încovoiat pentru degroşat	Plăcuţe carburi metalice P10, P20, P40	STAS 6377–67 10 × 10; 16 × 16; 25 × 25 dr.

Pentru fiecare curbă în parte se indică, la $h_\alpha = 0,8$ mm (criteriul de uzură adoptat), valoarea durabilităţii sculei în minute. Cu ajutorul curbelor de uzură şi al valorilor determinate pentru numărul maxim de ascuţiri, date în prezenta lucrare, se poate determina norma de consum pentru fiecare tip de cuţit în parte şi totodată se poate stabili durabilitatea normată (economică) a fiecărui tip de cuţit.

Se menţionează că cele arătate sînt valabile pentru condiţiile de aşchiere cu care s-au efectuat cercetările experimentale. Pentru condiţii de aşchiere diferite (tipuri de cuţite, regimuri de aşchiere etc) se impun o serie de corecţii.

III. *Stabilirea geometriei optime a cuţitelor şi a parametrilor regimului de aşchiere*

Determinarea parametrilor geometrici ai sculei a fost făcută pe baza literaturii de specialitate [2, 3, 5], în funcţie de condiţiile de aşchiere, respectiv în funcţie de materialul de prelucrat şi de cel al sculei, de felul prelucrării etc.

Pentru cuțitele armate cu plăcuțe de carburi metalice s-a adoptat pe fața de degajare o fațetă negativă (fig. 1) avînd $f = 0{,}5$ mm și $\gamma_f = -5°$.

Pentru cuțitele din oțel rapid s-a adoptat geometria clasică [2, 3, 5].

Stabilirea parametrilor regimului de așchiere s-a efectuat pe baza normelor departamentale [1], iar în cazurile în care acestea au fost necorespunzătoare experiențele au fost făcute pe baza altor regimuri calculate pe baza literaturii de specialitate [3, 5].

IV. Determinarea numărului maxim de ascuțiri

1. Cuțite armate cu plăcuțe de carburi metalice (fig. 1, 2). Numărul maxim de reascuțiri pe fața de așezare n_α se determină cu ajutorul relației [2]:

$$n_\alpha = \frac{G}{p + g},$$

în care:

$$G = 0{,}6\,C \text{ (vezi fig. 2)},$$

$$p = h_\alpha \frac{tg\alpha}{cos\gamma},$$

$$g = \frac{k(h_\alpha tg_\alpha + \Delta g)}{cos\,(\alpha + \gamma)}$$

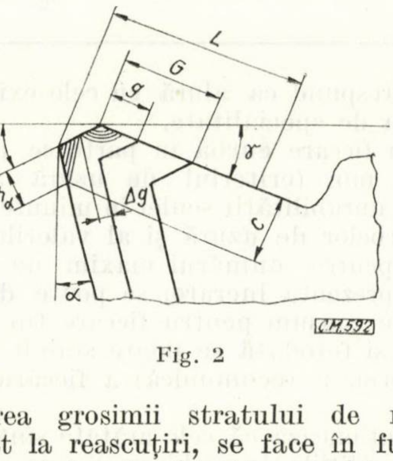


Fig. 2

Stabilirea grosimii stratului de metal g, îndepărtat la reascuțiri, se face în funcție de grosimea restului de plăcuță, astfel încît să fie respectată relația:

$$(L - f_1) - G \geqslant 4, \text{ mm}$$

s-a notat:

k — coeficientul de fărîmițare a tăișului; pentru degroșare se ia egal cu 1,2 [2];

h_α — uzura maximă admisibilă pe fața de așezare, mm;

f_1 — lungimea proiecției fațetei pe fața de degajare, mm $f_1 = f\ \cos\ (\alpha + \gamma)$;

g — grosimea stratului de metal detașat la o ascuțire pe fața de așezare, mm;

Δg — mărimea suplimentară a grosimii stratului de metal îndepărtat la ascuțiri (se ia 0,1) (2);

C — grosimea plăcuței, mm.

Ca exemplu, pentru un cuțit încovoiat dreapta cu secțiunea de 16×16 mm² (STAS 6377—67) se obțin valorile $g = 0{,}257$ mm, $G = 3$ mm, $p = 0{,}085$ mm. Numărul de reascuțiri calculat cu aceste valori este $n = 9$ reascuțiri.

2. *Cuțite din oțel rapid.* La aceste cuțite se va determina numai mărimea stratului de metal g, detașat la o singură reascuțire. Numărul total de reascuțiri va fi determinat în funcție de lungimea porțiunii călite, de lungimea cuțitului etc. Se consideră drept criteriu de uzură valoarea $h_\alpha = 0{,}8$ mm:

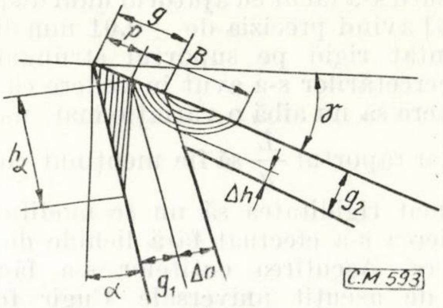


Fig. 3

$$g = \frac{h_\alpha \times tg + \Delta g}{\cos\,(\alpha + \gamma)}$$

Folosind formula de mai sus la cuțitele din oțel rapid pentru prelucrarea fontei Fc20, s-a obținut, pentru grosimea stratului de metal îndepărtat la o reascuțire, valoarea $g = 0{,}24$ mm

V. Concluzii

În urma studiului experimental efectuat rezultă o serie de concluzii, dintre care mai importante sînt următoarele:

1. Pentru majoritatea experiențelor, regimurile de așchiere departamentale utilizate sînt necorespunzătoare, în sensul că la $h_\alpha = 0{,}8$ mm, adoptat drept criteriu de uzură, durabilitatea depășește cu mult, (circa 40 %) valoarea durabilității economice (normată). Aceasta dovedește că regimurile de așchiere departamentale [1] sînt prea moderate, nepermițînd o așchiere eficientă. Spre exemplificare, în figura 4 se arată curba de uzură caracteristică folosind regimul de așchiere departamental, iar marcată cu triunghiuri se arată curba de uzură folosind viteza de așchiere „optimă" determinată pe baza literaturii de specialitate [3, 5]. Se observă că, pentru cazul din figura 4, durabilitatea $T = 160$ min, în timp ce, pentru cazul regimului

determinat prin calcul, la $h_\alpha = 0,8$ mm corespunde T = 90 min. Pentru o serie de cazuri regimurile de aşchiere departamentale aplicate au dus la durabilităţi excesiv de mari,

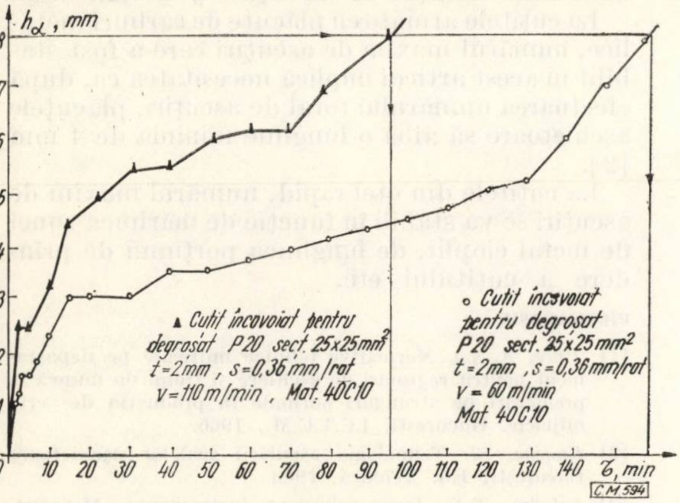


Fig. 4

astfel încît a fost necesar să se adopte regimuri de aşchiere mai intense care să ducă la durabilităţi normale ale sculei. (fig. 5).

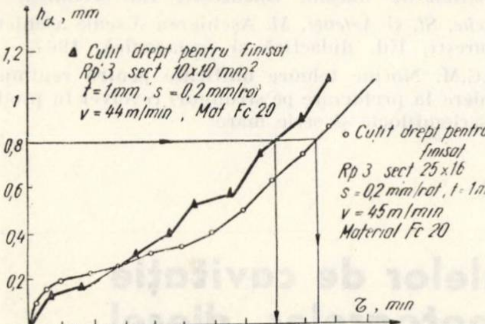


Fig. 5

Cele arătate mai sus conduc la concluzia că în multe cazuri regimurile de aşchiere departamentale duc la durabilităţi mari ale sculei, acest fapt fiind în detrimentul productivităţii.

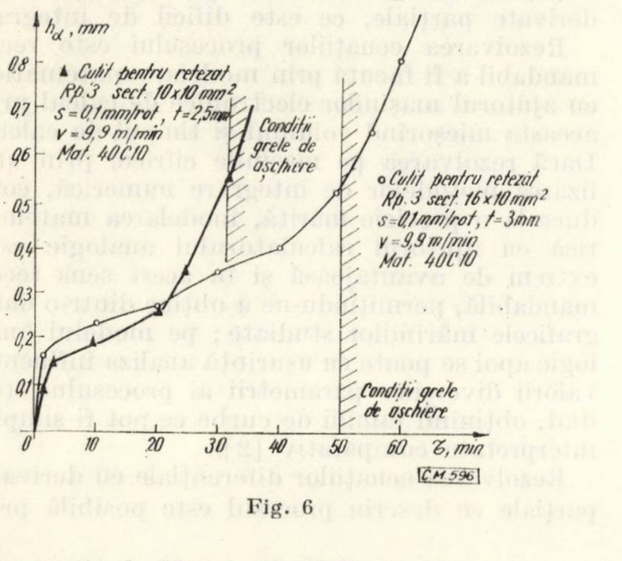


Fig. 6

Există însă şi cazuri (fig. 6—10) la care regimurile de aşchiere departamentale s-au dovedit prea intense, astfel încît cuţitele respective ajungeau la uzura totală în numai cîteva minute

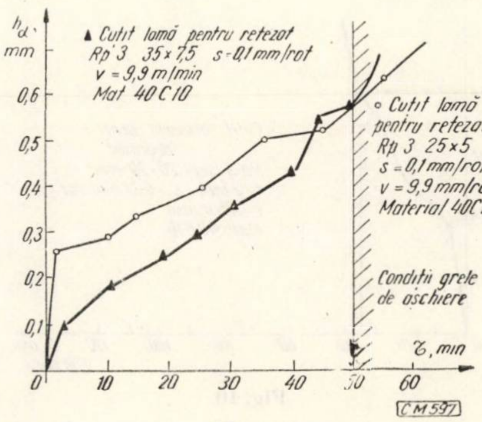


Fig. 7

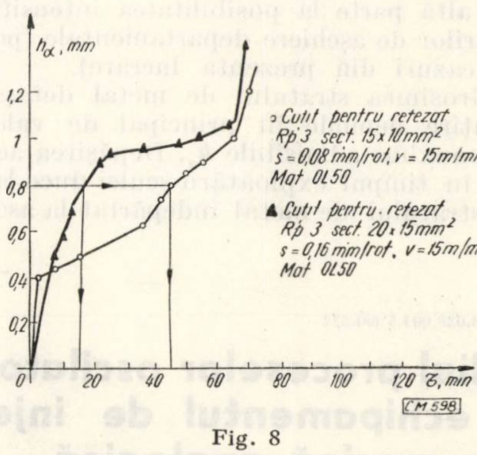


Fig. 8

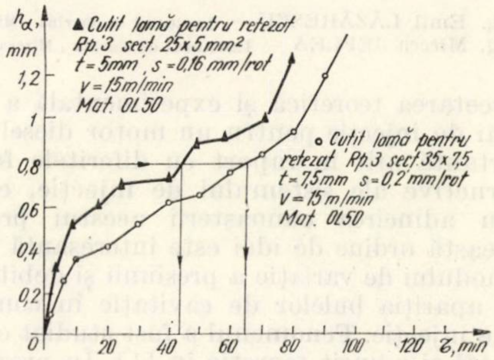


Fig. 9

(5—6 min). Ca urmare curbele susmenţionate au fost trasate folosind regimurile de aşchiere calculate de noi [3, 5].

2. Analiza curbelor de uzură obţinute, precum şi datele din literatura de specialitate, conduc la concluzia că, atît pentru cuţitele din oţel

rapid cît pentru cele armate cu carburi metalice, se poate adopta drept criteriu de uzură valoarea maximă admisibilă a uzurii pe faţa de aşezare şi anume $h_\alpha = 0.8$ mm. Considerarea acestui criteriu de uzură va duce pe de o parte la simplificarea ascuţirii sculei, la micşorarea relativă a consumului specific de material de scule, iar pe de altă parte la posibilitatea intensificării regimurilor de aşchiere departamentale (pentru unele cazuri din prezenta lucrare).

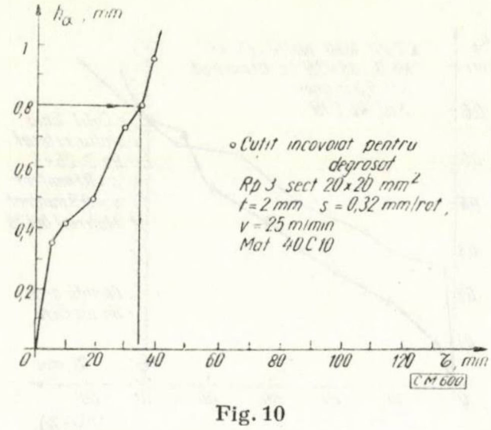


Fig. 10

3. Grosimea stratului de metal detaşat la o ascuţire depinde în principal de valoarea uzurii maxime admisibile h_α. Depăşirea acestei valori în timpul exploatării sculei duce la mărirea stratului de metal îndepărtat la ascuţire şi, implicit, la mărirea consumului de metal de scule.

Pentru toate tipurile de cuţite, straturile de metal detaşat la ascuţire $g \approx 0,25$ mm.

La cuţitele armate cu plăcuţe de carburi metalice, numărul maxim de ascuţiri care a fost stabilit în acest articol implică necesitatea ca, după efectuarea numărului total de ascuţiri, plăcuţele aşchietoare să aibă o lungime minimă de 4 mm [2].

La cuţitele din oţel rapid, numărul maxim de ascuţiri se va stabili în funcţie de mărimea zonei de metal cioplit, de lungimea porţiunii de prindere a cuţitului etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Petre, A.* ş.a. Normative tehnice unificate pe departament pentru regimuri de aşchiere şi timpi de muncă la prelucrări pe strunguri normale în producţia de serie mijlocie. Bucureşti, I.C.T.C.M., 1966.

[2] *Enache, St.* Tehnologia ascuţirii sculelor aşchietoare Bucureşti, Ed. Tehnică, 1963.

[3] *Loladze, T.N.* Isnos rejuscevo instrumenta. Moscova, Maşghiz, 1958.

[4] *Duca, Z.* Aşchierea metalelor. Bucureşti, Litografiat 1956 şi 1957.

[5] * * * Manualul inginerului mecanic. Tehnologia construcţiilor de maşini. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1972.

[6] *Enache, St.* şi *Aelenei, M.* Aşchierea şi scule aşchietoare. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1967.

[7] M.I.C.M. Norme tehnice unificate pentru regimuri de aşchiere la prelucrare pe strunguri revolver în producţia de seriemijlocie şi serie mare.

◆

CZ 621.436.038.001.5:681.332

Studiul proceselor oscilatorii şi al bulelor de cavitaţie din echipamentul de injecţie al motoarelor diesel pe o maşină analogică

Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU — Institutul de marină „Mircea cel Bătrîn" – Constanţa
Dr. ing. Mircea JEFLEA — Institutul de marină „Mircea cel Bătrîn" – Constanţa

Cercetarea teoretică şi experimentală a procesului de injecţie pentru un motor diesel este importantă atît în raport cu diferitele forme constructive ale sistemului de injecţie, cît şi pentru adîncirea cunoaşterii acestui proces. În această ordine de idei este interesantă analiza modului de variaţie a presiunii şi debitului, cît şi apariţia bulelor de cavitaţie în conductele de injecţie. Fenomenul a fost studiat experimental şi adîncit teoretic în [1]. În prezenta lucrare ne propunem a trata posibilităţile şi avantajele studierii acestui proces cu ajutorul calculatorului analogic.

Cercetarea experimentală a undelor de presiune şi a bulelor de cavitaţie este suficient de pretenţioasă, prezentînd multe greutăţi de neînlăturat. Calculul direct al propagării proceselor oscilatorii prin conductele de injecţie este laborios şi aproximativ, fenomenul fiind descris de un sistem de două ecuaţii diferenţiale cu derivate parţiale, ce este dificil de integrat.

Rezolvarea ecuaţiilor procesului este recomandabil a fi făcută prin modelare matematică cu ajutorul maşinilor electronice de calcul prin aceasta micşorînd volumul şi timpul de calcul. Dacă rezolvarea pe maşinile cifrice, prin utilizarea metodelor de integrare numerică, conduce la o precizie mărită, modelarea matematică cu ajutorul calculatorului analogic este extrem de avantajoasă şi în acest sens recomandabilă, permiţîndu-ne a obţine dintr-o dată graficele mărimilor studiate; pe modelul analogic apoi se poate cu uşurinţă analiza influenţa valorii diverşilor parametrii ai procesului studiat, obţinînd familii de curbe ce pot fi simplu interpretate comparativ [2].

Rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale cu derivate parţiale ce descriu procesul este posibilă prin înlocuirea derivatei în funcție de spațiu cu o diferență finită, cu ajutorul formulelor simetrice [3]. Metoda diferențelor finite introduce o eroare care este cu atît mai Mică cu cît intervalul considerat este mai mic și deci panta tangentei se poate aproxima mai bine cu panta coardei. Cu cît crește însă precizia în exprimarea derivatei în raport cu spațiul cu atît crește corespunzător numărul de ecuații diferențiale ordinare ce înlocuiește sistemul dat, iar schema bloc a mașinii analogice se complică; pentru modelarea procesului atunci este necesar un număr impresionant de amplificatoare operaționale. De aceea, limitîndu-ne la posibilitățile mașinilor analogice existente, am mărginit la minimum posibil numărul de intervale de integrare, pentru a obține totuși o eroare medie în limitele acceptabile pentru practică. Prin acest procedeu, ecuațiile diferențiale ordinare se modelează simplu pe mașina de calcul, iar modelul rezultat nu este prea complicat.

Încercarea modelării procesului de injecție a fost făcută atît în străinătate [4]—[7] cît și la noi în țară [8], [9]. Majoritatea autorilor modelează ecuațiile ce descriu transmiterea undelor printr-un mediu elastic, în ipoteza proporționalității frecării cu viteza de curgere a lichidului. Conducta de injecție este asimilată cu un sistem de mase oscilante prinse între niște resoarte detașabile (pentru modelarea apariției golurilor).

În lucrarea prezentă, se arată rezultatele obținute la modelarea ecuațiilor propuse în [1], care permite evidențierea posibilităților apariției bulelor de cavitație. Modelarea s-a efectuat la Centrul de calcul al Universității București, cu ajutorul unei mașini analogice de tip MEDA 40 T A cuplată în serie cu o mașină analogică MEDA 40 T B.

Modelarea pe mașina analogică a proceselor oscilatorii din conducte de injecție. Ecuațiile care descriu procesele oscilatorii în conducta de injecție, ce au fost stabilite în [1], sînt următoarele:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \delta Q + \frac{\rho}{s}\cdot\frac{\partial Q}{\partial t}$$
$$-\frac{\partial Q}{\partial x} = g\cdot p + h\cdot s\,\frac{\partial p}{\partial t}, \tag{1}$$

unde: p este presiunea; Q — debitul; x — lungimea; t — timpul; s — secțiunea conductei; δ — coeficientul de pierderi prin frecare; ρ — densitatea combustibilului, $h = 1/E$ (E — modulul de elasticitate la compresiune); g—coeficientul de pierderi prin scurgeri. În cazul unei bune etanșeități a sistemului, pierderile prin scurgeri se pot neglija; dacă se neglijează și forțele de frecare atunci sistemul se simplifică obținîndu-se ecuațiile telegrafiștilor de ordinul unu:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\varphi}{s}\cdot\frac{\partial Q}{\partial t}$$
$$-\frac{\partial Q}{\partial x} = h\cdot s\cdot\frac{\partial p}{\partial t}. \tag{2}$$

Se admite $\rho = 0{,}85\ \mathrm{g/cm^3}$, $E = 2\ .\ 10^4\ \mathrm{kg/cm^2}$ și diametrul conductei $D = 2$ mm. Se consideră inițial conducta lungă de $L = 200$ mm și se alege numărul de intervale de integrare $i = 8$; atunci lungimea unui interval $\Delta x = L/i = 25$ mm. La o extremitate conducta este alimentată de către o pompă de injecție, iar la cealaltă extremitate a conductei există un injector de tip închis.

Pentru a avea erori minime la modelarea cu mașina MEDA—40 T, prin schimbări convenabile de variabilă se stabilesc coeficienții de scară cuprinși între 0 și 1. Atunci ecuațiile de mașină pentru valorile date mai sus și în cazul neglijării forțelor de frecare sînt următoarele:

$$\left\{\begin{array}{l|l} \dfrac{d\,p_i}{\mathrm{d}t} = -\,\alpha\cdot p_{i+1} + \beta\cdot p_{i-1} & i = 1 \div 8 \\[2ex] \dfrac{\mathrm{d}\,Q_i}{\mathrm{d}t} = -\,\varphi\cdot Q_{i+1} + \psi\,Q_{i-1} & i = 1 \div 8 \end{array}\right. \tag{3}$$

unde $\alpha = s/s\rho\Delta x$; $\beta = s/2\ .\ \rho\ .\ \Delta x$; $\varphi = E/2\ .\ s\ .\ \Delta x$; $\psi = E/2\ .\ s\ .\ \Delta x$. Pentru intervalele succesive considerate, acești coeficienți au valorile date în tabela 1.

Tabela 1

i	1	2	3	4	5	6	7
$\alpha = \beta$	0,304	0,152	0,102	0,0765	0,061	0,051	0,043
$\varphi = \psi$	0,302	0,151	0,100	0,076	0,06	0,05	0,043

Factorii de scară s-au ales pe baza relațiilor: $k_q = 10\ \mathrm{V}/Q$; $k_p = 10\ V/p_{max}$, unde $p_{max} = 150$ at. și $Q_{max} = 3{,}56$ g/s.

În acest caz schema bloc rezultată pornind de la ecuațiile (3) este dată în figura 1.

Plecînd de la ecuațiile (3) și de la schema bloc din figura 1 se obține graficul undelor de presiune dat în figura 2 și graficul debitului dat în figura 3. Graficele s-au dat numai pentru primele intervale ($i = 1, 2, 3, 4$) după care procesul oscilatoriu nu mai este clar vizibil. Din analiza acestor grafice se observă cum la un moment dat, în diverse secțiuni ale conductei, presiunea și debitul variază însemnat ca valoare și sens; într-o secțiune presiunea variază între două valori. Cu ajutorul acestor diagrame se pot stabili presiunea şi debitul în orice moment al procesului oscilatoriu în diferite secţiuni ale conductei, precum şi lungimea de undă şi frecvenţa procesului. Pentru $L = 200$ mm s-a obţinut $\lambda = 200$ mm şi $f = 4$ kHz, rezultate apropiate de cele date în literatură [5].

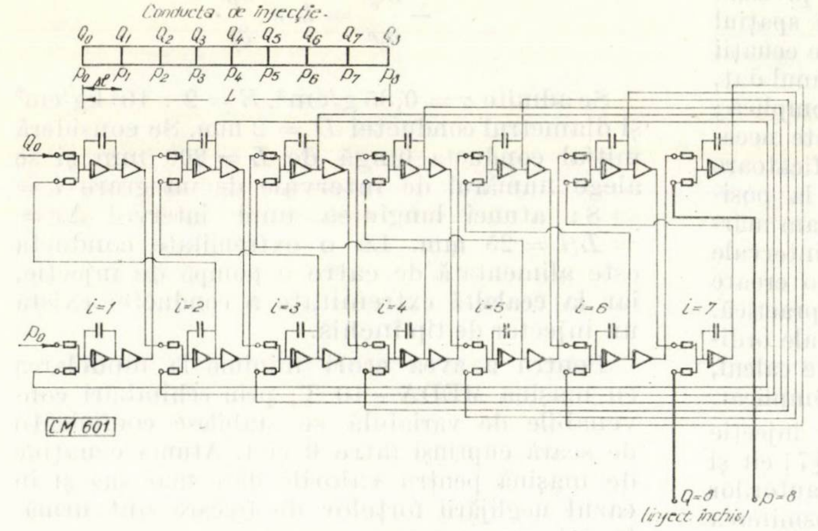

Conducta de injecţie
Q_0 Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 Q_5 Q_6 Q_7 Q_8
p_0 p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8
Δl
L
Q_0
p_0
i=1
i=2
i=3
i=4
i=5
i=6
i=7
CM 601
Q=8
p=8
(inject. închis)

Fig. 1

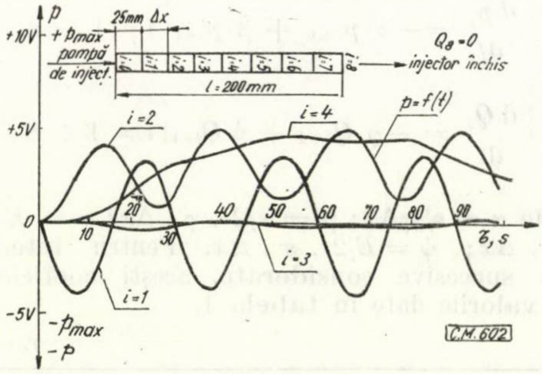


Fig. 2

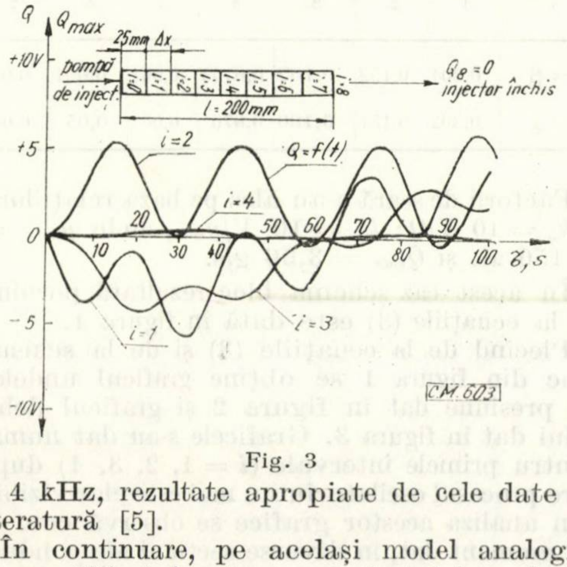


Fig. 3

În continuare, pe acelaşi model analogic, am modificat lungimea conductei la valorile $L = 400$, 600 şi 1 000 mm.

Familiile de curbe obţinute în primele secţiuni pentru aceste lungimi sînt date pentr u presiune în figura 4 a ($L = 400$ mm); 4 b ($L = 600$ mm); 4 c ($L = 1\,000$ mm), iar pentru debit în figura 5 a ($L = 400$ mm); 5 b ($L = 600$ mm); 5c ($L = 1\,000$ mm).

Din aceste diagrame s-a calculat în fiecare caz, raportul dintre amplitudinile undei directe de presiune şi a celei reflectate : $a = p_{max}$ direct$/p_{max}$ reflectat. În tabela 2 se dau rezultatele sistematizate obţinute din analiza curbelor de presiune, pentru diferite lungimi ale conductei, asupra constantei de timp T, a frecvenţei f, a lungimii de undă λ şi a raportului de reflexie a.

În cazul în care se ţine seama şi de pierderile prin frecare dintre fluid şi conductă, în ipoteza proporţionalităţii frecării cu viteza de curgere a lichidului pentru $L = 400$ mm, considerînd $\delta = 0{,}8$ — valoare rezultată din măsurători [1], ecuaţiile de maşină ce trebuie modelate sînt următoarele :

$$\left|\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}p_i}{\mathrm{d}t} &= -\,\alpha\cdot p_{i+1} + \beta\cdot p_{i-1} - \gamma\cdot Q_i \\ \frac{\mathrm{d}Q_i}{\mathrm{d}t} &= -\,\varphi\cdot Q_{i+1} + \psi Q_{i-1} \end{aligned}\right. \qquad (4)$$

unde, $\vartheta = s\,.\,\delta/\rho = 0{,}076$. În acest caz, schema bloc a maşinii analogice ce modelează ecuaţiile (4) este dată în figura 6.

Tabela 2

Nr. crt.	Conducta		Parametrii procesului oscilatoriu			
	L mm	D mm	$T\cdot10_{-}^{3}$ s	f kHz	λ cm	a
1	200	2	0,25	4	4	1,7
2	400	2	0,32	3	5	2,64
3	600	2	0,39	2,5	6	2,11
4	1 000	2	0,5	2	8	1,3

În figurile 7 şi 8 sînt reprezentate undele de presiune şi debitul în cazul analizat cu schema din figura 6. Din examinarea acestor diagrame se observă că în secţiunile impare ale conductei de injecţie curbele ce reprezintă undele de presiune coincid cu axa absciselor. Rezultă că în cazul examinat în secţiunile de ordin impar presiunea combustibilului este nulă ; cu alte cuvinte ca urmare a interferenţei undelor, în secţiunile impare presiunea scade local la asemenea valori, care fac posibilă eliminarea aerului şi a fracţiunilor uşoare de combustibil. Dacă undele de viteză tind să reducă şi mai mult presiunea combustibilului în aceste secţiuni, atunci în aceste locuri apar goluri.

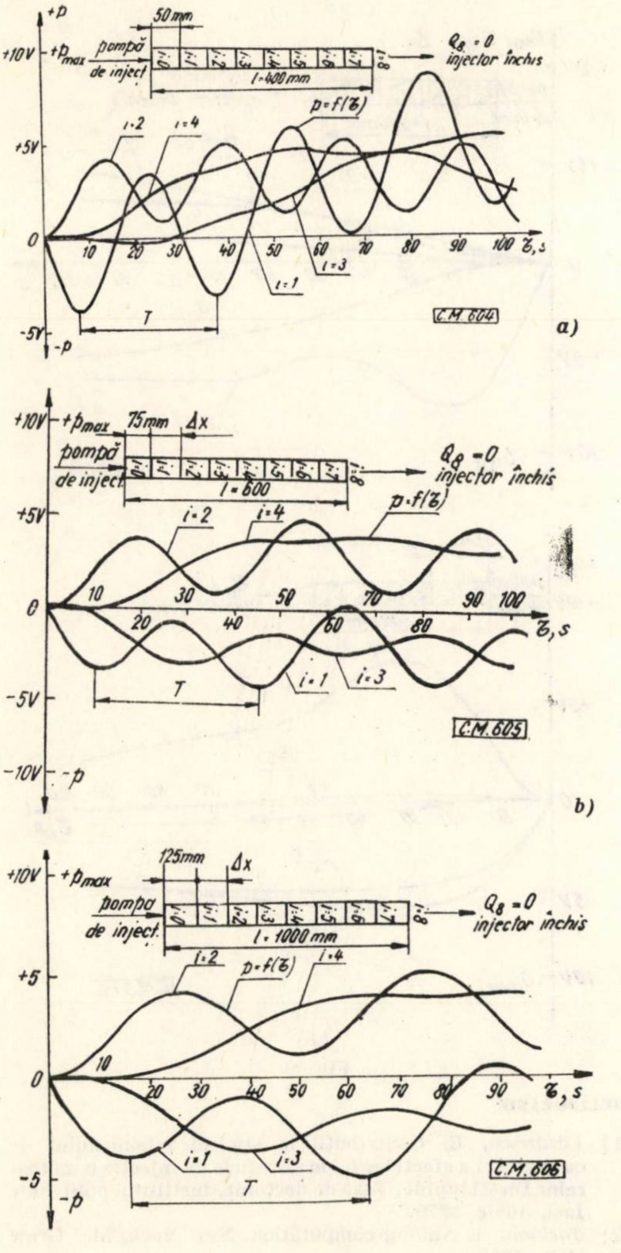


Fig. 4

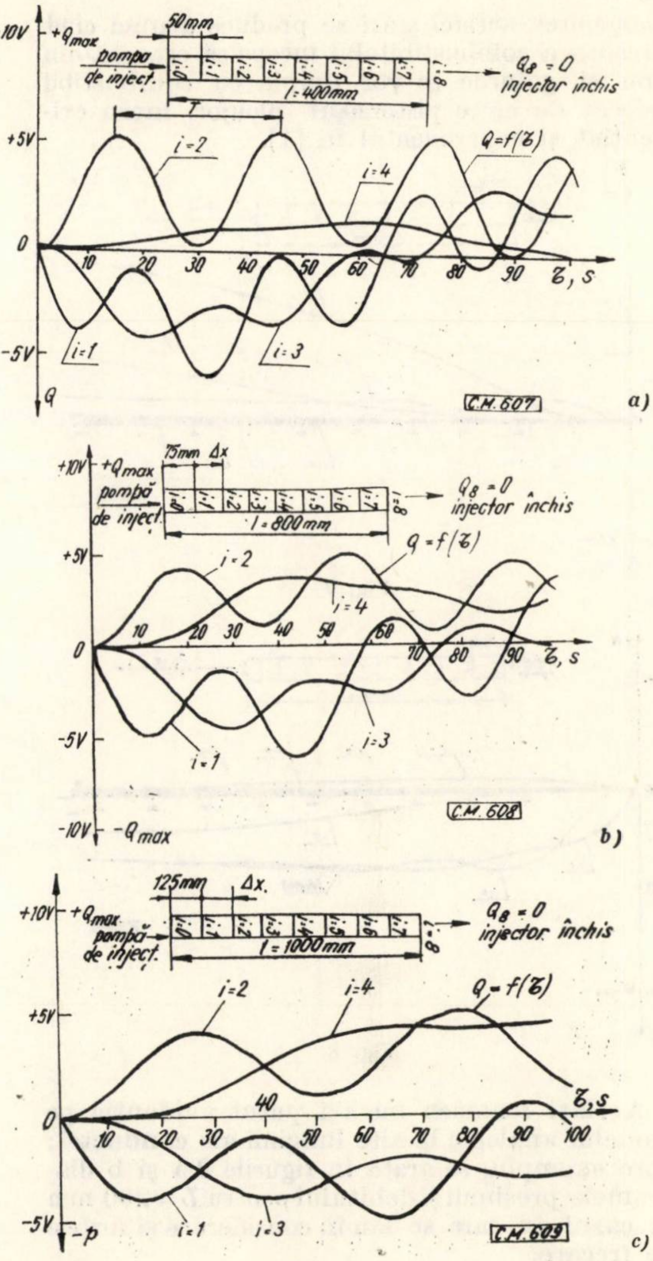
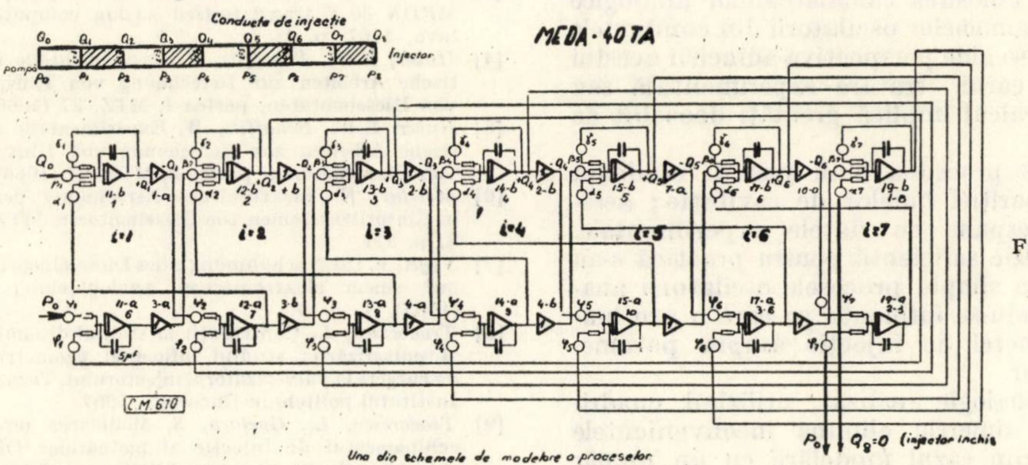


Fig. 5


Conducte de injectie
pompa
Injector
Q_0 Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 Q_5 Q_6 Q_7
P_0 P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 P_6 P_7
MEDA-40 TA
i=1
i=2
i=3
i=4
i=5
i=6
i=7
C.M.610
P_0
$Q_8=0$ (injector închis)

Una din schemele de modelare a proceselor din echipamentul de injectie (cu pierderi)

Fig. 6

Încheierea acestei stări se produce atunci cînd presiunea combustibilului începe să crească din nou şi golurile se vor umple cu combustibil refulat de către pistonaşul plonjor, lucru evidenţiat şi experimental în [1].

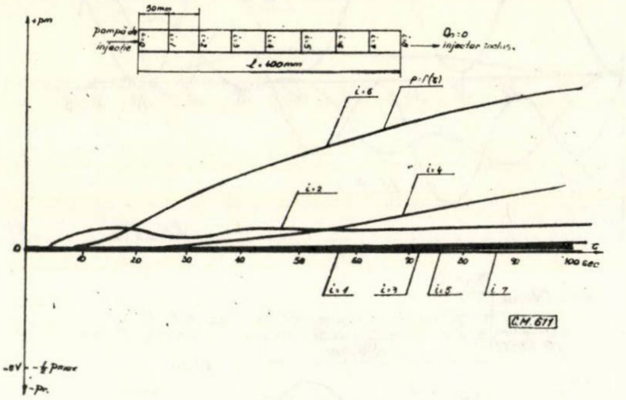


Fig. 7

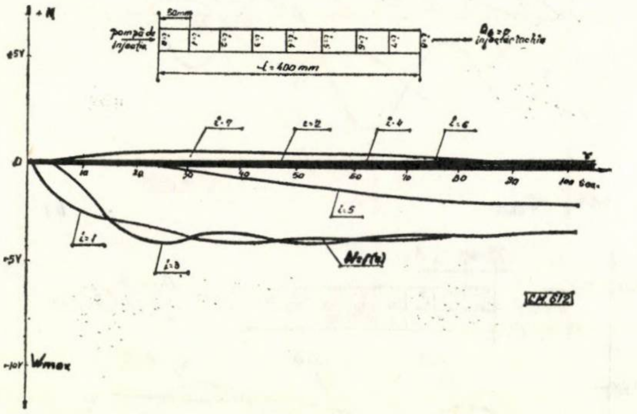


Fig. 8

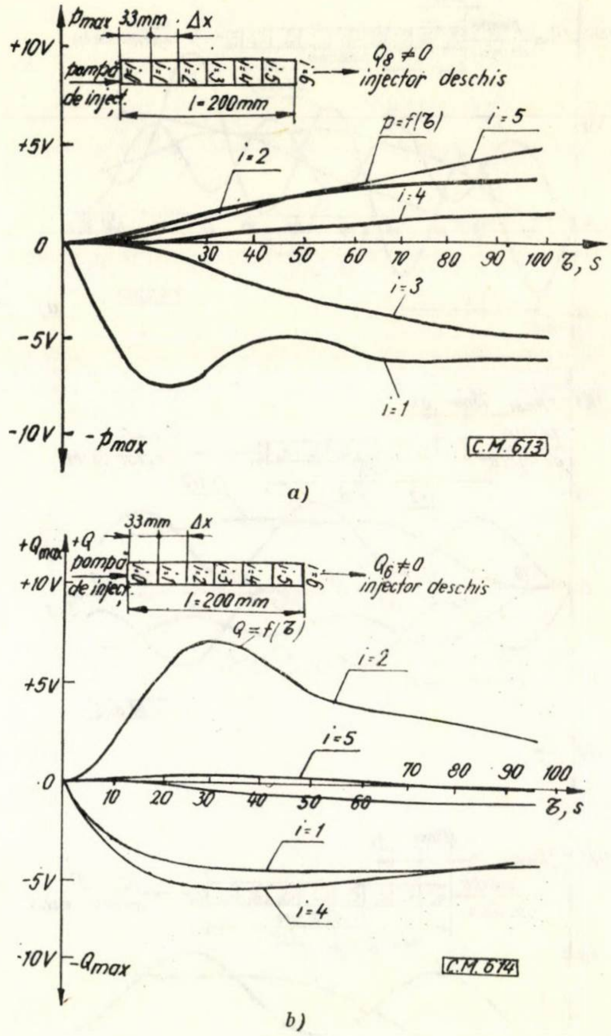
Același fenomen nu s-a putut evidenţia pe modelul analogic la alte lungimi ale conductei; spre exemplu, se arată în figurile 9 a şi b diagramele presiunii şi debitului pentru $L=200$ mm în cazul în care se iau în considerare şi forţele de frecare.

Concluzii. Folosirea calculatoarelor analogice la studiul fenomenelor oscilatorii din conductele de injecţie deschide perspectiva adîncirii acestui fenomen, a cărui tratare experimentală sau direct prin calcul implică greutăţi deosebit de importante.

Prin acest procedeu s-au pus în evidenţă condiţiile apariţiei bulelor de cavitaţie; acestea au corespuns cu datele experimentale.

Cu o precizie suficientă pentru practică s-au putut modela simplu procesele oscilatorii analizate, arătîndu-se influenţa pe care o are lungimea conductei de injecţie asupra parametrilor undelor.

Modelul analogic realizat, utilizînd cuadripolul în T simetric elimină inconvenientele funcţionale din cazul modelării cu un număr redus de cuadripoli [3].



a)

b)

Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, E.* Contribuţii la studiul fenomenului de cavitaţie şi a efectelor lui la sistemele de injecţie a motoarelor Diesel rapide. Teză de doctorat, Institutul politehnic Iaşi, iunie 1970.

[2] *Jackson, A.* Analog computation. New York, Mc. Graw Hill, 1960.

[3] * * * Programming and solution of problems on the MEDA 40 T tranzistorized analog computers, Bratislava, 1967, p. 1.

[4] *Huber, E.W., Schaffitz, W.* Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Einspritzanlagen von Dieselmotoren, partea I, MTZ, 27 (1966), 2, p. 35.

[5] *Huber, E.W., Schaffitz, W.* Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Einspritzanlagen von Dieselmotoren, partea 2, MTZ, 27 (1966), 4, p. 146.

[6] *Melcher, K.* Elektronische Berechnung der Vorgänge in Einspritzsystemen von Dieselmotoren, MTZ, 24 (1963), 8, p. 277.

[7] *Vogel, V.* Die Nachahmung eines Dieseleinspritzvorgänges auf einem elektronischen Analogrechner, MTZ, 24 (1963), 1, p. 7.

[8] *Teodorescu, L.* Contribuţii la studiul dinamicii injecţiei şi pulverizării; studiul influenţei geometriei secţiunii de curgere la pulverizatorul injectorului. Teza de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1967.

[9] *Teodorescu, L., Gheţaru, S.* Modelarea proceselor din echipamentul de injecţie al motoarelor Diesel pe un calculator de tip analogic. Studii şi cercetări energetice şi electrotehnice, Bucureşti, 15 (1965), 2, p. 423.

CZ 621.86/.87(09)

Metode şi surse în prognozele privind maşinile de săpat şi transportat pămînt

Ing. A. MACOVEI – Centrul de cercetări şi proiectări utilaje de construcţii – Bucureşti

Elaborarea prognozelor privind evoluţia economico-socială a României în deceniile următoare, a strategiei dezvoltării patriei noastre pe termen lung, a fost hotărîtă de Plenara Comitetului Central al Partidului Comunist Român din mai 1971. În elaborarea prognozei dezvoltării României pînă la sfîrşitul acestui secol se porneşte de la necesitatea de a realiza un puternic avînt al forţelor de producţie pe baza ştiinţei şi tehnicii moderne.

În acest context, o ramură a prognozelor din domeniul utilajelor şi maşinilor de construcţii deci din domeniul general al mecanizării construcţiilor, o constituie prognozele privind maşinile de săpat şi transportat pămînt.

Este de menţionat că la efectuarea prognozelor, gradul de precizie al acestora poate depinde şi de domeniul respectiv.

Astfel, în domeniile cu tehnologii avansate, unde procesele fizico-chimice sînt cunoscute, sînt posibile prognoze ceva mai precise. Un astfel de domeniu îl constituie, de exemplu, aviaţia.

În alte domenii, unde prevalează empirismul şi subiectivismul, anticiparea dezvoltărilor viitoare este mai dificilă. În [1] se precizează că mijloacele de transport fac parte din această categorie, iar în ceea ce priveşte determinarea tendinţelor şi prognoza în domeniul maşinilor de săpat şi transportat pămînt, se apreciază că acestea sînt la un nivel inferior mijloacelor de transport.

În domeniul estimării tendinţelor viitoare la maşinile de săpat şi transportat pămînt se remarcă o lucrare a lui Balovnev şi Kravţov [2] care, deşi se ocupă în primul rînd de analiza dimensională a screperelor, prezintă o valoroasă corelare între putere — greutate — dimensiuni — eficienţă, pentru o gamă internaţională de maşini de săpat şi transportat pămînt. Această corelare asigură o sursă de date pentru evaluarea tendinţelor în acest domeniu.

Idei cu privire la problemele viitorului în domeniul maşinilor de săpat şi transportat pămînt au fost exprimate de Burks [3] care a arătat, indirect, în ce măsură s-au stabilizat tendinţele de concepţie. În figura 1 se prezintă fenomenul de micşorare a necesarului de muncă la un nivel scăzut, asimptotic, în funcţie de creşterea productivităţii maşinilor de săpat şi transportat pămînt. În figura 2 se prezintă stabilizarea costului excavării.

În ultimii ani, prognozele în domeniul maşinilor de săpat şi transportat pămînt au început să fie din ce în ce mai numeroase. Prognozele fiind însă o activitate nouă, neuniformizată pe plan mondial în acest domeniu, au apărut diferite metode de lucru.

Astfel, pentru aprecierea faptului dacă o maşină este sau nu de perspectivă, Balovnev [4] recomandă ca evaluarea sistemelor în funcţie de informaţiile despre parametrii tehnici ai maşinilor care intră în aceeaşi grupă de tipodimensiuni, din punctul de vedere al perspectivei lor, să se facă pe baza coeficientului :

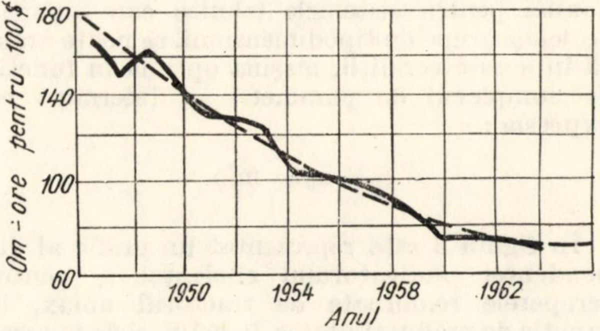


Fig. 1. Productivitatea maşinilor de spălat şi transportat pămînt reduce necesarul de muncă la un nivel aproape stabilizat (adaptare după Burks, 1966).

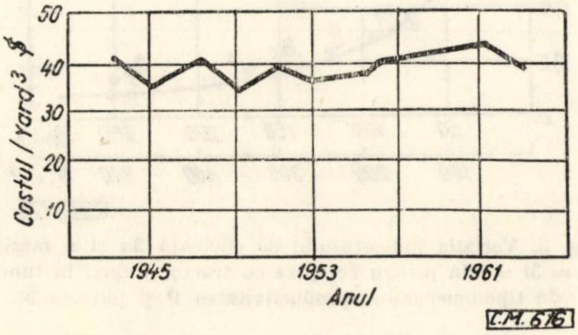


Fig. 2. Stabilizarea costului excavării după datele lui Bureau of Public Roads (Burks, 1966).

$$K = \frac{z_i}{z_0},$$

unde :

Z_i este indicatorul eficienţei pentru obiectul proiectat ;

z_0 — indicatorul pentru etalon (în grupa corespunzătoare de tipodimensiuni, acea maşină pentru care $Z_i = Z_0 = = \min$).

Se pot distinge următoarele variante de evaluare a sistemelor:

$K > 1$ — maşina nu este de perspectivă;

$K = 1$ — maşina corespunde nivelului tehnic contemporan;

$K < 1$ — maşina este de perspectivă.

În cele de mai sus, z_i — indicatorul eficienţei, în cazul maşinilor de săpat şi transportat pămînt, se consideră ca fiind o expresie a cheltuielilor unitare raportate, cuprinzînd principalii parametri tehnico-economici care determină eficienţa maşinii şi, de asemenea, parametrii care caracterizează condiţiile ei de exploatare. Utilizînd principiul divizării succesive a domeniului cercetării soluţiei optime, care rezultă din condiţia invariabilităţii parametrilor economici pentru sistemele tehnice care aparţin aceleiaşi grupe de tipodimensiuni, se poate arăta că în aceste condiţii, maşina optimă în funcţie de complexul de parametri se determină cu expresia:

$$z_i = z_0 = \min.$$

În figura 3 este reprezentat un grafic al dependenţei indicatorului eficienţei z_i pentru screperele remorcate de tractorul uniax, în funcţie de productivitatea P, m³/h, şi de puterea de antrenare N, CP.

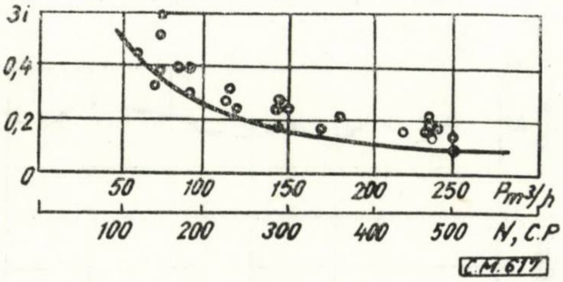


Fig. 3. Variaţia indicatorului de eficienţă 3 i şi a mărimii 3a = 3i = min pentru screpere cu tractor uniax, în funcţie de tipodimensiune, productivitatea P şi puterea N.

În fiecare grupă de tipodimensiuni se găsesc maşini pentru care z are o valoare minimă egală cu z_0. De remarcat că indicatorul z_i determină un minimum de unităţi de informaţii, care este necesar pentru o apreciere fundamentată a optimalităţii maşinii, în funcţie de totalitatea parametrilor tehnici de bază şi nu numai în funcţie de un singur parametru principal.

Ţinînd seamă de faptul că în majoritatea cazurilor nu se dispune de informaţii complete, de faptul că aceasta are ca rezultat prognoze cu grad de precizie mai scăzut, Balovnev propune o metodă nouă pentru determinarea tendinţelor de dezvoltare a obiectelor. Această nouă metodă constă în prelucrarea datelor de analiză a variaţiei similitudinii funcţionale sau stochastice a sistemelor, în funcţie de un criteriu generalizat al eficienţei:

$$\Pi_{ef} = \frac{\bar{z}_i}{\bar{z}_i}.$$

În expresia de mai sus $\bar{z}_i$ reprezintă speranţa matematică a indicatorului z_i.

Dezvoltarea în decursul timpului şi a unei totalităţi de obiecte tehnice, din punctul de vedere al analizei similitudinii sistemelor în funcţie de criteriul generalizat al eficienţei, se determină în cazul general cu următoarele expresii:

$$f\left(\frac{z_i}{z_0}\right)_1 \neq f\left(\frac{z_i}{z_0}\right)_2 \neq \ldots f\left(\frac{z_i}{z_0}\right)_k,$$

unde 1, 2,..., k sînt indicii timpului, pentru care s-a calculat criteriul de similititudine corespunzător, mărimea $\bar{z}_0$ fiind calculată în toate cazurile pentru un singur timp.

În decursul timpului, densitatea distribuţiei probabilităţii în funcţie de criteriul similitudinii stochastice variază şi similitudinea considerată în funcţie de informaţiile despre starea iniţială a sistemului se alterează.

După gradul de alterare al similitudinii, se pot determina principalele tendinţe de dezvoltare a sistemelor în decursul timpului. Un şir de distribuţii poate fi evaluat după indicele de exces A_e şi de cel de asimetrie A_a. Caracterul variaţiei mărimilor A_e şi A_a în timp indică următoarele tendinţe de dezvoltare:

— în cazul simetriei de stînga $A_{a1} < \ldots < A_{ak}$, dezvoltarea este îndreptată spre perfecţionarea obiectelor de putere şi tipodimensiuni mici;

— asimetria de dreapta $A_{a1} > \ldots > A_{ak}$ caracterizează direcţia de realizare a obiectelor de tipodimensiuni, puteri şi productivităţi mari, precum şi noi principii de acţiune asupra mediului;

— asimetria nulă $A_{a1} \approx \ldots \approx A_{ak}$ determină direcţia de dezvoltare a maşinilor de putere medie.

În cazul general, prognoza duce la două sau mai multe soluţii, care se caracterizează prin variante ale parametrilor. În cazul în care obiectele fac parte dintr-o singură clasă, iar similitudinea lor se determină cu un singur sistem de criterii, indicatorul eficienţei sistemelor cu respectarea condiţiilor similitudinii poate fi stabilit cu precizie cu ajutorul realizării de experimente corespunzătoare pe modele la scară redusă.

În legătură cu mecanizarea complexă a construcţiilor şi cu creşterea parcului de maşini de construcţii, este deosebit de actuală sarcina determinării gradului de mecanizare optim al construcţiilor în perioada de perspectivă.

Ca criteriu pentru optimizare în [5] se propune indicatorul cheltuielilor raportate din anul considerat, corespunzător variantei considerate de serie parametrică a mașinilor. Acest indicator se determină cu formula:

$$I_{CR} = C + E_i \cdot K,$$

unde:

C este costul producției;

E_i — coeficient normativ al eficienței investițiilor capitale în construcții;

K — costul fabricării mașinii.

Problema constă în fond în alegerea unei serii parametrice căreia să-i corespundă cheltuieli minime, atît pentru fabricație cît și pentru exploatare. De menționat că pentru a răspunde cît mai bine scopului, deci la cheltuieli de exploatare minime, tendința este de a avea cît mai multe serii parametrice de mașini, ceea ce însă are ca rezultat creșterea costurilor de fabricație.

Punerea problemei în acest fel necesită luarea în considerare, la formarea parcului, a foarte mulți factori interdependenți, ceea ce conduce la realizarea unui model complicat de probabilitate dinamică, care nu poate fi rezolvat, practic cu metodele matematice de care se dispune astăzi. Din aceste motive se recurge la o serie de ipoteze simplificatoare și la anumite limitări, care permit utilizarea metodelor tehnicii actuale de calcul, bazate pe teoria probabilității și pe statistica matematică.

La elaborarea prognozelor de dezvoltare tehnică, o sursă importantă o constituie analiza informațiilor din patente [6]. Analizînd mișcarea fondului de patente (dinamica naturală de patentare) și luînd în considerare importanța patentelor unicate, se poate face o evaluare a tendințelor de dezvoltare a mașinilor respective. Metoda din lucrarea menționată a fost aplicată în cazul săpătoarelor de tranșee, atît pentru cele cu elindă cît și pentru cele cu rotor, dar se poate extinde și la alte categorii de mașini de săpat și transportat pămînt.

Pentru aprecierea importanței patentelor se propune coeficientul de importanță:

$$C_i = \frac{\Sigma \varphi_i B_i}{\sum \varphi_i B_{i\,max}},$$

unde:

B_i este punctajul acordat invenției, în raport cu funcția normată respectivă;

φ_i — valoarea funcției normate;

$B_{i\,max}$ — punctajul maxim ce se poate acorda invenției în raport cu funcția normată respectivă.

Pentru valorile φ_i, B_i și $B_{i\,max}$ se poate consulta tabela 1.

Tabela 1

Criterii pentru aprecierea importanței patentelor

Funcția normată	Valoarea φ a funcției normate	Evaluarea funcției normate	Punctajul B_i
		Denumirea caracteristicii	
Particularitățile tehnice ale patentului	$\varphi_1 = 1$	1. Perfecționarea diferitelor elemente ale construcției	1
		2. Perfecționarea subansamblelor construcției	2
		3. Perfecționarea subansamblelor construcției la nivelul nou de mecanizare, automatizare și de comandă	3
		4. Soluții noi, care însă au la bază un patent anterior	4
		5. Soluții principial noi	5
Factorul de conjunctură al licențelor	$\varphi_2 = 1$	1. Patentul nu este introdus în practică, nu este realizat sub formă de licență	1
		2. La fel, însă are condiții favorabile pentru introducere sau realizare	2
		3. Patentul este introdus de firma patentoare	3
		4. Invenția este patentată în cîteva țări	4
		5. Licențele sînt vîndute în una sau mai multe țări	5
Factorul economic	$\varphi_3 = 0{,}75$	1. Nu se întrevede economic	1
		2. Eficiența reală a invenției constă în îmbunătățirea condițiilor de lucru, de tehnică a securității, de ușurință a montajului	2
		3. Posibilitatea de lărgire a domeniului de utilizare (universalitate)	3
		4. Economie vizibilă ca urmare a perfecționărilor constructive	4
		5. Economie ca urmare a unui nou proces tehnologic	5
Nivelul fundamentării teoretice	$\varphi_4 = 0{,}50$	1. Fundamentarea invenției pe formule empirice și ipoteze elementare	1—2
		2. Fundamentarea invenției pe baza analizei teoretice	3—5
Siguranță și durată în exploatare	$\varphi_5 = 0{,}33$	1. În invenție nu se ia în considerare mărirea siguranței și duratei de exploatare	1
		2. Invenția are ca rezultat mărirea siguranței și duratei de exploatare.	2—5

În acelaşi scop, al estimării tendinţelor de viitor în domeniul maşinilor de săpat şi transportat pămînt, pot servi şi o serie de articole cu caracter descriptiv, bazate pe o bibliografie vastă, prezentate într-o formă sintetică extrem de concentrată, ale lui W. Jurecka [7].

Ţinînd seamă de faptul că maşinile de săpat şi transportat pămînt sînt prevăzute cu sisteme de deplasare pe terenuri neamenajate (în afara şoselelor), se consideră interesante şi unele consideraţii de prognoză din acest domeniu.

În domeniul mijloacelor de deplasare pe teren (în afara şoselelor) de exemplu, se prevede că mobilitatea rămîne şi pentru viitor cerinţa cea mai importantă [1].

În problema definirii mobilităţii au fost numeroase păreri contradictorii şi la un moment dat au existat propuneri pentru excluderea acestui termen din dicţionarul ingineresc al mijloacelor de transport de teren.

Pentru definirea mobilităţii mijloacelor de transport de teren, Bekker [1] introduce noţiunea de ,,mobilitate mecanică'' pe care defineşte cu ajutorul matricei redate în figura 4.

Această matrice conţine cifre care definesc parametrii de proiectare, de performanţă, de cost şi de siguranţă în funcţionare. Cu toate că cifrele respective derivă de obicei din calcule teoretice, ele trebuie verificate în laborator sau în cîmp. Astfel, echipamentul disponibil pentru cercetătorul care face evaluarea sistemelor din punctul de vedere al mobilităţii cuprinde instrumente speciale, modele la scară mică şi instalaţii în mărime naturală, pentru probe.

Un mijloc important în urmărirea diferitelor trepte în calculul cost — eficienţă pentru analiza sistemelor îl constituie laboratoarele echipate cu lăzi cu pămînt, pentru încercarea modelelor la scară redusă. În [8] se face aprecierea că principalul rol al acestor laboratoare, în afara lucrărilor de cercetare, trebuie să fie acela de a permite, din timp în timp, verificarea prin experiment a principalelor puncte cruciale în analiza sistemelor, în scopul de a stabili siguranţa prezicerilor teoretice.

★

Din analiza metodelor şi surselor de prognoză prezentate se desprind următoarele:

1. Pentru prognozele care se referă la tendinţele constructive ale maşinilor de săpat şi transportat pămînt, lucrări de genul celor din [7] par a fi corespunzătoare. Pentru determinarea tendinţelor constructive, o sursă importantă o constituie şi analiza informaţiilor din patente.

2. Pentru determinarea gradului de mecanizare optimă al lucrărilor de construcţii în perioada de perspectivă sînt necesare studii pentru stabilirea seriei parametrice căreia îi corespund cheltuieli minime, atît pentru fabricaţie cît şi pentru exploatare. Aceste studii de optimizare se preconizează să se realizeze cu ajutorul actualelor tehnici de calcul [5].

3. La stabilirea seriilor parametrice optime, de o deosebită importanţă sînt analizele de eficienţă a sistemelor. Aceste analize pot fi realizate după metoda din [4] şi completate în special în probleme de mobilitate, după [1].

4. În stabilirea eficienţei sistemelor, un mijloc important de analiză îl constituie experimentările pe modele la scară redusă [4], [8].

Experimentările acestor modele se fac în condiţii de laborator, în lăzi cu pămînt amenajate special, cu aparatură de măsură, şi înregistrare.

Desigur, metodele şi sursele de prognoză prezentate pot fi aplicate la prognozele privind economia noastră naţională.

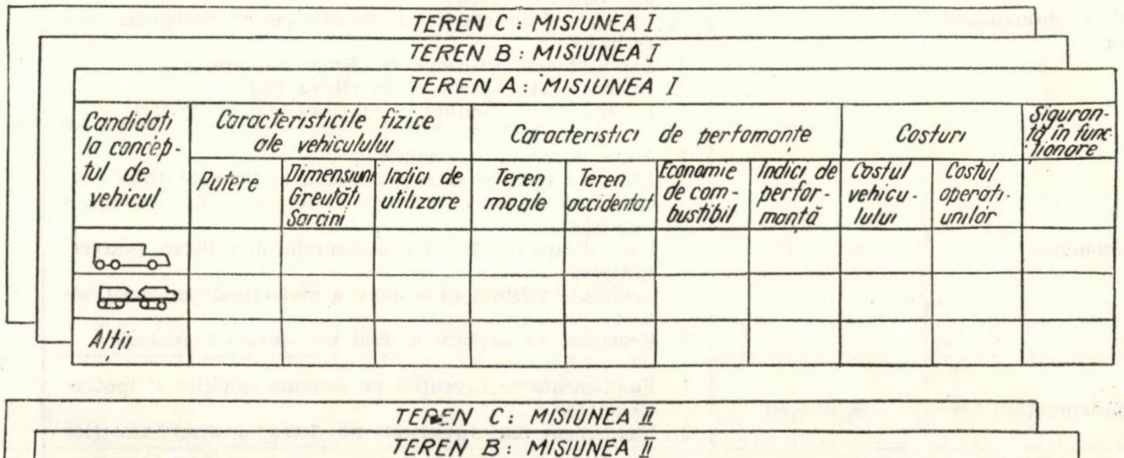

TEREN C : MISIUNEA I
TEREN B : MISIUNEA I
TEREN A : MISIUNEA I
Candidaţi la conceptul de vehicul
Caracteristicile fizice ale vehiculului
Putere
Dimensiuni Greutăţi Sarcini
Indici de utilizare
Caracteristici de performanţe
Teren moale
Teren accidentat
Economie de combustibil
Indici de performanţă
Costuri
Costul vehiculului
Costul operaţiunilor
Siguranţa în funcţionare
Alţii
TEREN C : MISIUNEA II
TEREN B : MISIUNEA II
TEREN A : MISIUNEA II
C.M 618

Fig. 4. Matrice pentru ,,mobilitate mecanică'' pentru optimizarea vehiculelor candidate.

Este indicat însă ca şi în domeniul maşinilor de săpat şi transportat pămînt prognozele să fie corelate cu cele care se fac în domenii care pot influenţa dezvoltarea acestor maşini, cum ar fi de exemplu domeniul motoarelor termice, hidraulice, al automaticii, etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bekker M.G.* Introduction to terrain → vehicle systems The University of Michigan Press, 1969.

[2] *Balovnev V.I., Kravţov, E.A.* Teoria similitudinii şi modelării în cercetarea tăierii pămînturilor. In : Maşinostroenie, nr. 8, 1966.

[3] *Burks G.E.* The challenges of the earthmoving industry to the engineer, SAE 660234, New York, 1966.

[4] *Balovnev V.I.* Utilizarea metodelor similitudinii şi modelării pentru optimizarea parametrilor şi prognozarea tendinţelor de dezvoltare a maşinilor de construcţii şi drumuri. In : Stroitelnîe i dorojnîe maşinî, nr. 6, 1970.

[5] *Kazarinov V.M.* ş.a. Adoptarea metodelor matematice şi a tehnicii de calcul electronice pentru rezolvarea sarcinilor mecanizării de perspectivă a construcţiilor. In : Mehanizaţia stroitelno-montajnîh rabot i ekspluataţia stroitelnîh maşin, Moscova, 1970.

[6] *Narţchina V.L.* Prognoza dezvoltării excavatoarelor pentru tranşee. In : Stroitelnîe i dorojnîe maşinî, nr. 11, 1972.

[7] *Jurecka W.* Baumaschinen. Articol publicat în VDI — Z., nr. 14, 1970.

[8] *Bekker M.G.* The goals and the methods of terrain-vehicle systems evaluation. Conferinţă prezentată la Politehnica din Barcelona şi la Universitatea din Madrid, mai 1972.

◆

CZ 621.9.047.001·5

Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de conductibilitatea electrolitului la prelucrarea electrochimică

Ing. Mihai MINCĂ – Institutul politehnic – Bucureşti

Procesul dizolvării electrochimice oferă posibilitatea de prelucrare a diferitelor obiecte de metal indiferent de compoziţia lor chimică şi de proprietăţile mecanice, precum şi posibilitatea prelucrării diferitelor forme fără bavuri şi crestături. Printre alte calităţi ale procedeului apare randamentul mare de utilizare a curentului, asociat cu înalta calitate a suprafeţei prelucrate şi cu precizia dimensională bună.

Calităţile amintite justifică din punct de vedere economic aplicarea pe scară largă a procesului de prelucrare electrochimică a materialelor metalice.

În acest proces, pentru obţinerea unei reproduceri precise este necesar un flux electric foarte regulat, adică densitatea curentului să fie cît mai uniformă pe întreaga suprafaţă care se prelucrează.

Pentru a se obţine o densitate uniformă a curentului se impune ca spaţiul dintre sculă şi piesă să fie cît mai mic, posibil şi menţinut constant pe tot parcursul prelucrării. Totuşi spaţiul nu poate fi oricît de mic deoarece, după cum a rezultat în articolele precedente, este necesar ca prin acest spaţiu să se asigure o circulaţie a electrolitului corespunzătoare din punct de vedere hidrodinamic, deci trebuie să existe un strat limită de electrolit. Tot în scopul unei reproduceri precise trebuie ca maşina să aibă o rigiditate corespunzătoare pentru a nu vibra datorită circulaţiei electrolitului, adică a presiunii fluidului pe suprafaţa sculei şi a piesei.

Distanţa dintre sculă şi piesă către sfîrşitul prelucrării trebuie să fie cuprinsă între cîţiva microni şi cîteva sutimi de milimetri pentru a se obţine o precizie dimensională bună. În faza iniţială a prelucrării, intensitatea curentului în diferitele puncte ale prelucrării va fi diferită, în funcţie de distanţa dintre punctele perechi ale materialului erodat şi ale sculei. Intensitatea cea mai mare a curentului, deci şi prelucrarea cea mai intensă, apare la un spaţiu minim, iar prelucrarea cea mai lentă are loc pentru punctele situate la cea mai mare distanţă.

Diferenţa intensităţilor curentului în diferite puncte ale suprafeţei care se prelucrează explică microneregularităţile şi unele mici abateri de formă, la prelucrarea electrochimică. Deci, o primă concluzie care se desprinde din cele de mai sus este aceea că pentru a avea o densitate de curent aproximativ uniformă pe întreaga suprafaţă, implicit o mare precizie de reproducere, este necesar să se asigure un spaţiu cît mai mic posibil între sculă şi piesă, însă suficient de mare pentru a asigura continuarea procesului electrochimic de dizolvare.

Dar pentru a asigura un spaţiu mic între sculă şi piesă trebuie să se lucreze cu viteze de adîncire mari, ceea ce condiţionează o densitate de curent ridicată. Densitate de curent mare, şi deci implicit intensităţi mari, produc însă în electrolit o căldură Joule mare, care determină o viteză mare de circulaţie a ionilor din electrolit prin micşorarea vîscozităţii şi creşterea conductivităţii electrolitului $\varkappa$, care depinde la rîndul ei de concentraţia electrolitului, de temperatura soluţiei şi de cantitatea de gaze şi de produse dizolvate în soluţie. Creşterea temperaturii accelerează degajarea de ioni liberi, de hidrogen, care sînt dirijaţi către catod, formînd un strat protector ; acesta duce la modificarea rezistenţei electrice şi provoacă deci o perturbare a condiţiilor interstiţiale de prelucrare rezultînd suprafeţe mai puţin fine şi o micşorare a posibilităţilor de prelucrare.

În scopul menţinerii unei temperaturi reduse în spaţiul de lucru, este posibil, conform relaţiei (1) care dă mărimea interstiţiului sculă-piesă a_g, să se varieze tensiune U sau conductivitatea specifică $\varkappa$:

$$a_g = \frac{U \cdot \varkappa \cdot \overline{V}_{sp}}{W} \tag{1}$$

unde:

U este tensiunea dintre sculă şi piesă, V;

$\varkappa$ — conductivitatea specifică a soluţiei de electrolit (m.s/cm);

V_{sp} — volumul specific de material prelevat;

W — viteza de pătrundere a sculei în piesă.

Din relaţia (1) se vede că, printr-o mărire a tensiunii U, se va mări şi spaţiul dintre sculă şi piesă a_g şi deci se va mări pătrunderea de electrolit, dar un interstiţiu mare reduce precizia de reproducere.

Variaţia conductivităţii specifice $\varkappa$ influenţează însă cel mai mult asupra îmbunătăţirii preciziei de reducere, în sensul că, odată cu micşorarea ei, se micşorează spaţiul a_g şi creşte precizia dimensională. Avantajul unei micşorări a conductivităţii, în comparaţie cu micşorarea tensiunii, constă în faptul că, o dată cu micşorarea concentraţiei electrolitului, influenţa temperaturii, respectiv a încălzirii soluţiei, asupra conductivităţii devine mai mică.

În experienţele făcute, conf. [2] conductivitatea de intrare a soluţiei de sare NaCl a fost micşorată pînă la 20 m.s/cm, ceea ce corespunde unei concentraţii de aproximativ 1,8η, iar ajungîndu-se la concentraţii de 1%. S-a dovedit că procesul de prelucrare electrochimică decurge perfect şi la conductivităţi aşa de mici, iar în ceea ce priveşte calitatea suprafeţelor obţinute nu s-a constatat nici un fel de influenţă. Pentru eliminarea influenţei conţinutului de hidrogen şi a creşterii de temperatură asupra conductivităţii soluţiei şi, prin aceasta, asupra mărimii interstiţiului normal a_n a cărui valoare este dată de relaţia:

$$a_n = \frac{a_g}{\sin \alpha}, \tag{2}$$

soluţia nu a fost introdusă central ci tangenţial de la exterior spre interior.

În figura 1 sînt reprezentate spaţiile sculă-piesă normale, măsurate în funcţie de unghiul de înclinare a conturului α, la prelucrarea cu diferite concentraţii ale electrolitului.

La concentraţii mici, de aproximativ 1% NaCl, spaţiul dintre sculă şi piesă a putut fi redus foarte mult, însă odată cu aceasta a scăzut foarte mult şi presiunea; deci scurgerea electrolitului este nesatisfăcătoare şi trebuie pompe speciale care să asigure presiuni foarte mari pentru obţinerea unei circulaţii corespunzătoare.

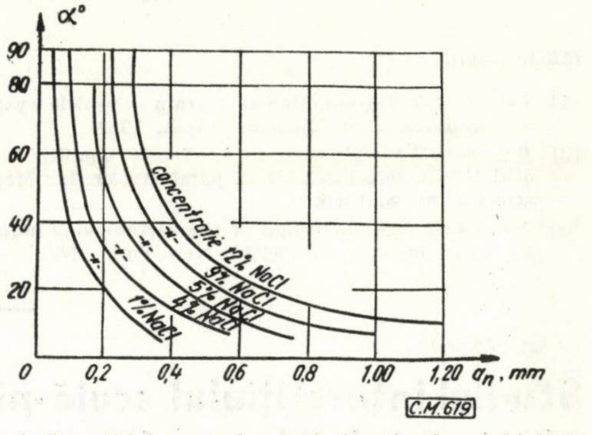


Fig. 1. Interstiţiul normal a_n în funcţie de unghiul de înclinare a conturului α şi de concentraţia la intrare a soluţiei de electrolit.

Pe lîngă modificarea concentraţiei electrolitului, micşorarea conductivităţii $\varkappa$ se mai poate face prin introducerea unor gaze în soluţie, care permit micşorarea spaţiului de lucru dintre sculă şi piesă şi deci o precizie bună de reproducere.

Micşorarea conductivităţii $\varkappa$ a electrolitului prin introducerea unui gaz poate anihila creşterea conductivităţii datorită încălzirii. Metoda îmbogăţirii cu gaze a fost folosită şi în cazul prelucrării unor suprafeţe fără electrozi sculă, izolaţi sau corecţi la profil conf. [2].

Cercetări fundamentale, referitoare la modificarea conductivităţii soluţiei de electrolit în funcţie de volumele de gaz adăugate, au dovedit că, la volume constante de gaz, valoarea conductivităţii depinde de presiune şi că, la domenii diferite de presiune, se pot stabili relaţii pentru calculul conductivităţii în funcţie de volumele de gaz adăugate.

Pentru domenii de presiune care prezintă interes practic, adică cele care depăşesc 2,5 daN/cm², conductivitatea amestecului de electrolit şi gaze $\varkappa_M$, poate fi determinată cu ajutorul unei relaţii stabilită de Maxwell:

$$\varkappa_M = \varkappa_z \frac{1 - \varepsilon}{1 + 0{,}5\,\varepsilon} \tag{3}$$

unde:

$\varkappa_z$ este conductivitatea soluţiei pure de electrolit fără gaze;

ε — raportul volumetric dintre gazul adăugat şi volumul total:

$$\varepsilon = \frac{V_{gaz}}{V_{gaz} + V_{electrolit}} \tag{4}$$

Conform ecuaţiei generale a gazelor, volumul gazului depinde de presiune şi de temperatură; ţinînd seamă de acest fapt se recomandă introducerea centrală a gazului (fig. 2) pentru a se putea obţine o creştere a volumului de gaz, respectiv o micşorare a conductivităţii, deci şi valori mai mici ale interstiţiului.

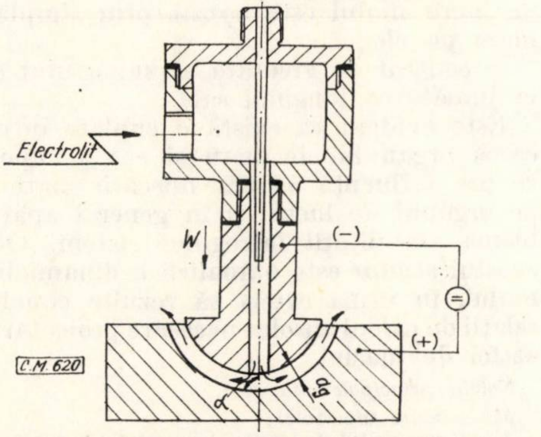


Fig. 2. Modul de introducere a gazului în electrolit în scopul micşorării conductivităţii.

Pentru experienţe a fost folosit un electrolit din apă cu sare, concentraţie 10 % cu o conductivitate specifică $\varkappa = 125$ ms/cm la temperaturi de 30°C, şi presiunea de intrare de 10 daN/cm². Gazul folosit a fost azot sub presiune, iar electrodul a avut forma unui semicilindru, cu dimensiunile:

$$\frac{l}{d} = \frac{2}{1}.$$

În figura 3 este prezentat interstiţiul normal a_n în funcţie de unghiul de înclinare a conturului pentru diferite volume de gaz adăugat în electrolit. Se vede creşterea volumului gazului pe baza creşterii temperaturii, a micşorării presiunii şi a hidrogenului format, care în condiţiile date de lucru reprezintă un volum de $\varepsilon = 7{,}7\,\%$. Comparaţia cu creşterea interstiţiului în cazul folosirii unei soluţii de NaCl la care nu s-au adăugat gaze arată o creştere sensibilă a preciziei reproducerii, în special în domeniul unghiurilor mici de înclinare a conturului. La un unghi de înclinare a conturului de 0°, creşterea maximă a spaţiului reprezintă în medie 0,35 mm faţă de 1,15 în cazul cînd nu se adaugă gaze.

Din faptul că curbele $a_n = f(\alpha)$ sînt aproape paralele pentru diferite procente volumetrice de gaze, se poate trage concluzia că un volum de gaze mai mare de 50 % nu duce la creşterea preciziei de reproducere.

Mărirea volumului de gaz peste 60 % conduce la apariţia scurtcircuitelor şi la înrăutăţirea condiţiilor de prelucrare. Procedeul descris poate fi folosit în practică pentru prelucrarea unor gravuri de formă precisă, cu abateri dimensionale mici, în cazul unor forme simple, favorabile din punctul de vedere al scurgerii hidrodinamice a electrolitului.

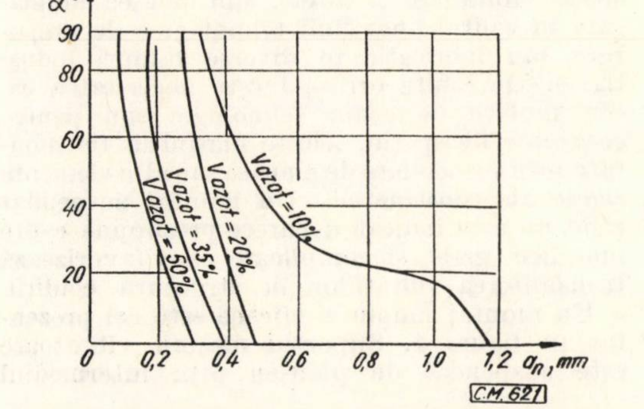


Fig. 3. Interstiţiul normal a_n în funcţie de unghiul de înclinare a conturului α pentru diferite volume de gaze adăugate în electrolit.

Concluzii. În scopul obţinerii unei mari precizii de reproducere este necesar să se asigure o densitate de curent aproximativ uniformă pe întreaga suprafaţă prelucrată, lucru ce poate fi realizat prin obţinerea unui spaţiu între sculă şi piesă cît mai mic.

Reducerea spaţiului dintre sculă şi piesă poate fi făcută prin micşorarea conductivităţii specifice $\varkappa$ a electrolitului care se realizează fie printr-o concentraţie mică de sare, putîndu-se ajunge pînă la 1 %, fie printr-o îmbogăţire a electrolitului cu volume de gaze pînă la aproximativ 50 %.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kubeth, H., Heitmann, H.* Elektrochemischessenken, ein neues abtragendes Verfahren zur Metallbearbeitung. In: Industrie Anzeiger, 85/1967.

[2] *Maeda, S., Saito, N., Arai, S.* Electrolytic machining process using a gas containing electrolyte, 1966.

[3] *Heitmann, H.* Oberflächenausbildung und Bestimmung der optimalen Bearbeitungsbedingungen beim elektrochemischen Senken. In: Industrie Anzeiger, 89/1969.

◆

CZ 621.928.235

Dinamica maşinilor vibratoare suspendate prin elemente elastice

Dr. ing. Marius MUNTEANU – Institutul politehnic – Bucureşti

Maşinile vibratoare, ca vibrotransportoarele, sitele vibratoare şi altele, sînt adesea amplasate în cadrul unor linii tehnologice de preparare sau fabricaţie în diverse ramuri industriale. De multe ori se iveşte necesitatea ca, din motive de ordin tehnologic sau pentru economie de spaţiu, aceste maşini să fie montate prin suspendare de planşee sau alte elemente rigide ale construcţiei. Un montaj suspendat rigid nu este indicat deoarece presupune cadre metalice grele şi complicate care favorizează transmiterea vibraţiilor în structura clădirii. Un montaj simplu şi eficace este cel prezentat în figura 1. Suportul maşinii vibratoare este suspendat de planşeu prin intermediul a patru arcuri elicoidale, articulate la ambele capete. Simplitatea montajului nu presupune şi o simplitate a analizei sistemului astfel obţinut, în comparaţie cu un montaj rigid.

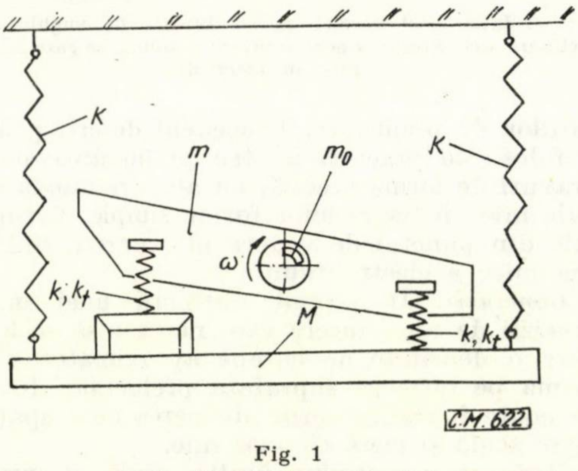


Fig. 1

Presupunem o maşină vibratoare acţionată prin intermediul volanţilor cu excentric (de exemplu o sită vibratoare), vibraţiile obţinute fiind aproximativ circulare, aşa cum s-a arătat în [2]. Maşinile vibratoare cu vibraţii rectilinii dirijate, constituie un caz particular din punctul de vedere al calculelor ce vor urma.

Din punct de vedere dinamic, sistemul format din cele două mase concentrate, suportul şi organul de lucru al maşinii, precum şi cele două sisteme de arcuri, al suspensiei şi al maşinii, formează un sistem cu cinci grade de libertate. Această afirmaţie este valabilă în următoarele condiţii constructive:

— excitaţia vibratoare se petrece în planul longitudinal, deci toate mişcările se vor petrece în acest plan;

— axul volanţilor cu excentric trece prin centrul de greutate al organului de lucru mobil;

— elementele elastice (arcurile elicoidale) se presupun a fi încastrate în suport, iar organul de lucru mobil este aşezat prin simplă rezemare pe ele;

— centrul de greutate al suportului se află la jumătatea lungimii sale.

Este evident că există o cuplare între mişcarea organului de lucru şi cea a suportului, ce are influenţă asupra mişcării materialului pe organul de lucru, şi în general apare problema stabilităţii întregului sistem. Obiectul acestui studiu este o analiză a dinamicii sistemului, în urma căreia să rezulte concluzii şi relaţii de calcul absolut necesare proiectării unor astfel de maşini.

Notaţii principale utilizate

M — masa suportului;
J — momentul de inerţie al suportului în jurul unui ax transversal ce trece prin centrul de masă;
m — masa organului de lucru mobil;
m_0 — masa greutăţii excentricului;
K — constanta elastică a unui arc al suspensiei;
k — constanta elastică longitudinală a unui arc al maşinii;
k_t — constanta elastică transversală a unui arc al maşinii;
Δl — alungirea statică a arcului suspensiei;
h — distanţa dintre centrele de masă;
Δh — comprimarea statică a arcurilor maşinii;
$2d$ — lungimea suportului;
ξ, η — coordonatele centrului de masă al suportului raportate la sistemul de referinţă fix $\xi 0 \eta$;
x, y — coordonatele centrului de masă al organului de lucru raportat la sistemul de referinţă mobil xoy;
θ — unghiul de rotaţie a suportului în jurul unui ax normal pe planul longitudinal ce trece prin centrul de masă;
f_0 — amplitudinea excitaţiei vibratorii;
r — excentricitatea masei m;
ω — pulsaţia forţei excitatoare;
l_0 — lungimea arcului suspensiei.

Ecuaţiile diferenţiale ale mişcării

Sistemul fizic real din figura 1 poate fi schematizat ca în figura 2. Faţă de poziţia de echilibru (poziţia punctată), sistemul are cinci grade de libertate, fiind determinat prin coordonatele centrelor maselor ξ, η, x, y şi unghiul θ. În lucrarea [2] s-a arătat că în condiţiile de lucru în regim supracritic rezistenţa aerului şi celelalte rezistente sînt neglijabile, deci forţele derivă dintr-o funcţie de forţă U. Urmărind figura 2, funcţia de forţă va avea următoarea expresie:

$$U = -Mg\xi - K(l_1 - l_0)^2 - K(l_2 - l_0)^2 - mg[\xi + d(1 - \cos\theta) + x\cos\theta + y\sin\theta) - 2k(x + \Delta h)^2 - 2k_t y^2, \quad (1)$$

unde lungimile arcurilor l_1 şi l_2 sînt:

$$l_1 = A_1B_1 =$$
$$= \sqrt{(l_0+\Delta l+\xi+d\sin\theta)^2+[\eta+d(1-\cos\theta)]^2}, \tag{2}$$
$$l_2 = A_2B_2 =$$
$$= \sqrt{(l_0+\Delta l+\xi-d\sin\theta)^2+[\eta-d(1-\cos\theta)]^2} \tag{3}$$

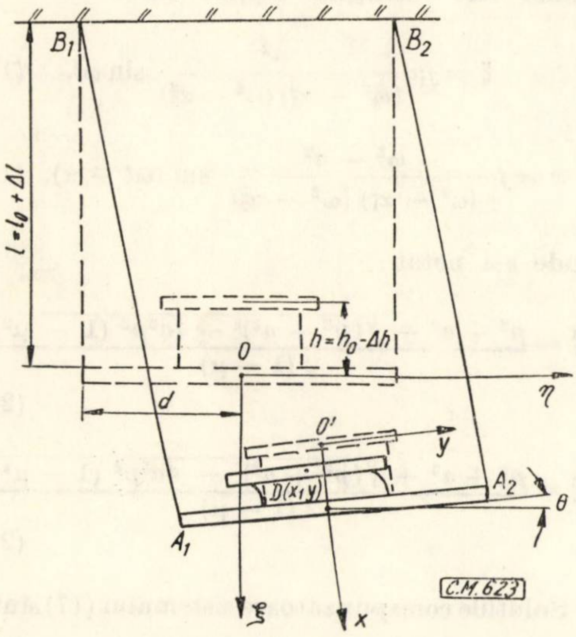


Fig. 2

Poziţiile de echilibru corespund valorilor staţionare ale funcţiei de forţă U, adică acelora pentru care (teorema lui Lejeune – Dirichlet):

$$Q_k = \frac{\partial u}{\partial_{qk}} = 0, \quad {}_{k=1,2,\ldots 5} \tag{4}$$

$$q_1 = \xi;\ q_2 = \eta;\ q_3 = \theta;\ q_4 = \mathrm{x};\ q_5 = y. \tag{5}$$

Efectuînd derivatele, rezultă identităţile $\frac{\partial u}{\partial U} \equiv \equiv 0; \frac{\partial U}{\partial\theta} \equiv 0$ şi $\frac{\partial U}{\partial y} \equiv 0$, iar din egalităţile $\frac{\partial u}{\partial\xi} = 0$ şi $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ se obţin:

$$\Delta l = \frac{M+m}{4K}g \text{ şi, respectiv, } \Delta h = \frac{mg}{4k}, \tag{6}$$

adică alungirile statice.

Pentru studiul micilor oscilaţii, funcţia de forţă se dezvoltă în serie Mac Laurin. Termenii liniari (4) fiind nuli, se vor păstra doar termenii pătratici:

$$U = \frac{1}{2!}\sum_{i=1}^{5}\sum_{j=1}^{5}\frac{\partial^2 U}{\partial q_i\,\partial q_j}q_i\,q_j. \tag{7}$$

Efectuînd derivatele şi înlocuind în relaţia (7), rezultă:

$$U = -2K\xi^2 - \frac{Mg}{l_0+\Delta l}\eta^2 - \left(2Kd + \frac{mgh}{2}\right)\theta^2 -$$
$$-2kx^2 - 2k_ty^2 - mgy\theta. \tag{8}$$

Urmărind figura 3, energia cinetică totală a sistemului poate fi scrisă sub forma:

$$E = \frac{1}{2}M(\dot\xi^2+\dot\eta^2)+\frac{1}{2}J\dot\theta+\frac{1}{2}m[(\dot x+\dot\xi\cos\theta+$$
$$+y\dot\theta+\dot\eta\sin\theta)^2+(\dot y-\dot\eta\cos\theta+(h-x)\dot\theta+$$
$$+\dot\xi\sin\theta)^2]. \tag{9}$$

Pentru studiul micilor oscilaţii se dezvoltă în serie Mac Laurin coeficienţii formei pătratice (9), din care se păstrează termenii constanţi. Expresia energiei cinetice va deveni astfel:

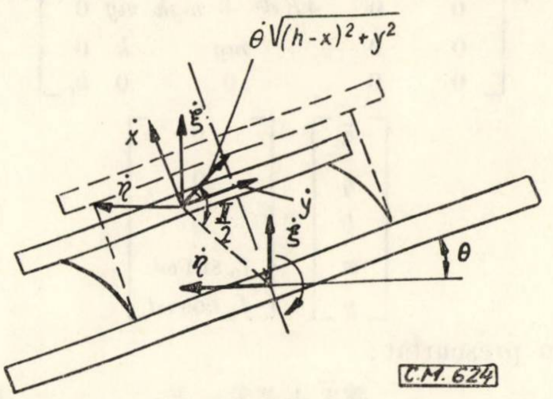


Fig. 3

$$E - \frac{1}{2}(M+m)(\dot\xi^2+\dot\eta^2)+\frac{1}{2}J\,\dot\theta^2+$$
$$+\frac{1}{2}m(\dot x^2+\dot y^2+h^2\dot\theta^2)+m(\dot x\dot\xi-\dot y\dot\eta+$$
$$+h\dot\theta(\dot y-\dot\eta)]. \tag{10}$$

Utilizînd ecuaţiile lui Lagrange:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left(\frac{\partial \mathrm{L}}{\partial\dot q_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad {}_{i=1,2,\ldots 5} \tag{11}$$

se obţine sistemul de ecuaţii diferenţiale:

$$\begin{cases} (M+m)\ddot\xi + m\ddot x + 4K\xi = 0 \\ (M+m)\ddot\eta - m\ddot y - mh\ddot\theta + 4\dfrac{Mg}{l_0+\Delta l}\eta = 0 \\ (J+mh^2)\ddot\theta - mh\ddot\eta + mh\ddot y + (4Kd^2 + \\ \quad + mgh)\theta + mgy = 0 \\ m\ddot x + m\ddot\xi + 4kx = f_0\sin\omega t \\ m\ddot y - m\ddot\eta + mh\ddot\theta + 4k_ty + mg\theta = f_0\cos\omega t \end{cases} \tag{12}$$

Amplitudinea forţei perturbatoare este:

$$f_0 = m_0 r \omega^2. \qquad (13)$$

Sub formă matricială, sistemul (12) se scrie:

$$\begin{bmatrix} M+m & 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & M+m & -mh & 0 & -m \\ 0 & -mh & J+mh^2 & 0 & mh \\ m & 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & -m & mh & 0 & m \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\eta} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} 4K & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4\dfrac{Mg}{l_0+\Delta l} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4Kd^2 + mgh & mg & 0 \\ 0 & 0 & mg & k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_t \end{bmatrix} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \theta \\ x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ f_0 \sin \omega t \\ f_0 \cos \omega t \end{bmatrix} \qquad (14)$$

sau prescurtat:

$$\mathfrak{M}\bar{\mathfrak{X}} + \mathfrak{K}\mathfrak{X} = \mathrm{F}. \qquad (15)$$

Se observă că matricele $\mathfrak{M}$ şi $\mathfrak{K}$ sînt simetrice. În [4] se arată că în probleme de vibraţii aceste matrice trebuie să fie întotdeauna simetrice, ceea ce împreună cu faptul că matricea $\mathfrak{M}$ este pozitiv definită este suficient a asigura existenţa a cinci rădăcini reale pentru ecuaţia caracteristică.

Se observă totodată că vibraţiile verticale sînt cuplate între ele, dar nu sînt cuplate cu cele orizontale şi de rotaţie; în schimb, vibraţiile orizontale şi de rotaţie sînt cuplate între ele. Problema se reduce deci la rezolvarea următoarelor două sisteme de ecuaţii:

$$\begin{cases} \ddot{\xi} + \mu\ddot{x} + a^2\xi = 0 \\ \ddot{\xi} + \ddot{x} + p^2 x = f \sin\omega t \end{cases} \qquad (16)$$

$$\begin{cases} \ddot{\eta} - \mu h\ddot{\theta} - \mu\ddot{y} + b^2\eta = 0 \\ -\varepsilon\ddot{\eta} + h\ddot{\theta} + \varepsilon\ddot{y} + c^2 h\theta + eh^2 y = 0 \\ -\ddot{\eta} + h\ddot{\theta} + \ddot{y} + g\theta + p_t^2 y = f \cos\omega t \end{cases} \qquad (17)$$

unde s-au făcut notaţiile de mai jos:

$$\mu = \frac{m}{M+m}; \quad \varepsilon = \frac{mh^2}{J+mh^2}; \quad a^2 = \frac{4K}{M+m};$$

$$b^2 = 4\frac{M}{M+m}\frac{g}{l_0+\Delta l} \quad p^2 = \frac{4k}{m}; \quad p_t^2 = \frac{4\,k_t}{m};$$

$$c^2 = \frac{4Kd^2 + mgh}{I+mh^2}; \quad e^2 = \frac{mg}{I+mh^2}; \quad f = \frac{f_0}{m}.$$

Soluţiile sistemelor de ecuaţii diferenţiale şi interpretarea lor

Soluţiile particulare ale sistemului (16) corespunzătoare vibraţiilor forţate sînt:

$$\xi = f\mu \frac{\omega^2}{(\omega^2 - \alpha_1^2)(\omega^2 - \alpha_2^2)} \sin \omega t, \qquad (18)$$

$$x = f \frac{\omega^2 - a^2}{(\omega^2 - \alpha_1^2)(\omega^2 - \alpha_2^2)} \sin(\omega t - \pi), \qquad (19)$$

unde s-a notat:

$$\alpha_1^3 = \frac{p^2 + a^2 - \sqrt{(p^2+a^2)^2 - 4a^2p^2(1-\mu^2)}}{2(1-\mu)}, \qquad (20)$$

$$\alpha_2^2 = \frac{p^2 + a^2 + \sqrt{(p^2+a^2)^2 - 4a^2p^2(1-\mu^2)}}{2(1-\mu)}; \qquad (21)$$

Soluţiile corespunzătoare sistemului (17) sînt:

$$\eta = f\mu \frac{\omega^2[\omega^2(1-h\varepsilon) + h^2e^2 - c^2]}{(\omega^2-\beta_1^2)(\omega^2-\beta_2^2)(\omega^2-\beta_3^2)} \cos \omega t, \qquad (22)$$

$$\theta = f\mu \frac{(\omega^2-b^2)\left(\omega^2 - e^2\dfrac{h}{\varepsilon}\right) + \mu\omega^4}{(\omega^2-\beta_1^2)(\omega^2-\beta_2^2)(\omega^2-\beta_3^2)} \cos \omega t, \qquad (23)$$

$$y = f\frac{(\omega^2-b^2)(\omega^2-c^2) + \mu h\varepsilon\omega^4}{(\omega^2-\beta_1^2)(\omega^2-\beta_2^2)\cdot(\omega^2-\beta_3^2)} \cos(\omega t - \pi). \qquad (24)$$

Valorile β_1, β_2, β_3 sînt soluţiile ecuaţiei:

$$\begin{vmatrix} \omega^2 - b^2 & \mu h\omega^2 & \mu\omega^2 \\ \varepsilon\omega^2 & c^2 - \omega^2 & e^2h - \varepsilon\omega^2 \\ \omega^2 & g - h\omega^2 & p_t^2 - \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \qquad (25)$$

Ecuaţiile mişcării relative a organului mobil de lucru în raport cu suportul mobil sînt date de relaţiile (19) şi (24), iar ecuaţiile mişcării suportului mobil în raport cu poziţia sa de echilibru sînt date de relaţiile (18), (22) şi (23).

Cînd pulsaţia forţei excitatoare ia valorile $\omega = \alpha_1$ şi $\omega = \alpha_2$ apare fenomenul de rezonanţă după direcţia verticală, iar pentru

$\omega = \beta_1$, $\omega = \beta_2$ sau $\omega = \beta_3$ rezonanţa se produce după direcţia orizontală şi în jurul axei de rotaţie.

Amplitudinile vibraţiilor se pot scrie:

$$\begin{cases} x_0 = f\gamma_x \\ y_0 = f\gamma_y \end{cases} \begin{cases} \xi_0 = f\gamma_\xi \\ \eta_0 = f\gamma_\eta \end{cases} \theta = f\gamma_0. \tag{26}$$

$\gamma_x, \gamma_y, \gamma_\xi, \gamma_\eta, \gamma_\theta$ — factorii dinamici, ce rezultă evident din relaţiile (18), (19), (22)—(24).

O interpretare comparativă imediată se poate face pentru factorii γ_x şi γ_ξ. Pentru cazul $M/m > 2$ $\mu^2 \simeq 0$, iar din (20) şi (21) rezultă:

$$\alpha_1'^2 = \frac{a^2}{1-\mu}, \quad \alpha_2'^2 = \frac{p^2}{1-\mu}, \tag{27}$$

iar după înlocuiri:

$$\alpha_1'^2 = \frac{4K}{M}, \quad \alpha_2'^2 = 4\frac{m+M}{mM} \quad K = \frac{4k}{m} + \frac{4k}{M}. \tag{28}$$

Ultimele valori arată cu cît cresc valorile critice ale pulsaţiilor, comparativ cu pulsaţiile proprii *a* şi *p*. Valoarea absolută a amplitudinii verticale a organului mobil este:

$$x_a = x_0 - \xi_0 = f\frac{1}{\omega^2(1-\mu) - p^2}. \tag{29}$$

Notînd cu x_r amplitudinea vibraţiei verticale, cînd arcurile organului mobil sînt montate pe un suport rigid, din [1] precum şi din relaţia (29), cînd $\mu \to 0$, rezultă:

$$x_r = f\frac{1}{\omega^2 - p^2}. \tag{30}$$

Din comparaţia celor două valori se vede că amplitudinea x_a creşte în raport cu x_r o dată cu creşterea factorului μ. Amplitudinea mişcării absolute interesează deoarece granulele de pe suprafaţa de lucru se deplasează prin salturi succesive, iar mişcarea lor trebuie raportată la sistemul de referinţă fix.

Consideraţii analoge se pot face şi pentru vibraţiile orizontale, însă calculele sînt mai comode pentru acest caz cu date numerice. Aici trebuie adăugat că în lucrările [1] şi [2] s-a determinat expresia constantei elastice transversale k_t a unui arc elicoidal precomprimat, încastrat la un capăt şi liber la celălalt. S-a dedus astfel [2]:

$$\frac{k}{k_t} = 1{,}14\frac{H^2}{D^2}, \tag{31}$$

H — înălţimea arcului precomprimat cu greutatea organului mobil;
D — diametrul mediu al arcului elicoidal.

Vibraţiile suportului sînt nedorite deoarece modifică mişcarea organului de lucru şi scad randamentul instalaţiei prin consumul unei energii suplimentare. Deoarece ele nu pot fi eliminate complet, trebuie micşorate cît mai mult.

Din expresia (18) se vede că amplitudinea ξ_0 este aproximativ proporţională cu coeficientul μ, iar din relaţiile (22) şi (23) rezultă că amplitudinile η_0 şi θ_0 se micşorează odată cu valorile μ şi ε. Aceste valori adimensionale depind de raportul celor două mase şi, respectiv, de raportul momentelor de inerţie a celor două mase în raport cu centrul de masă al suportului.

Astfel, după valorile din diagrama de variaţie din figura 4 se vede că, pentru valorile acestor rapoarte cuprinse între 0,5 şi 3, amplitudinea ξ_0 este cuprinsă între ~66,0 % şi ~25 % din valoarea amplitudinii pentru cazul cînd masa *M* este neglijabilă ($M \simeq 0$). Pentru aceleaşi valori ale rapoartelor, valoarea procentuală a amplitudinii η_0 este cu puţin mai mare, iar cea a amplitudinii θ_0 cu puţin mai mică. Dacă se are în vedere că ordinul de mărime a amplitudinii cadrului mobil nu depăşeşte 5 mm, rezultă evident ordinul de mărime a amplitudinilor suportului.

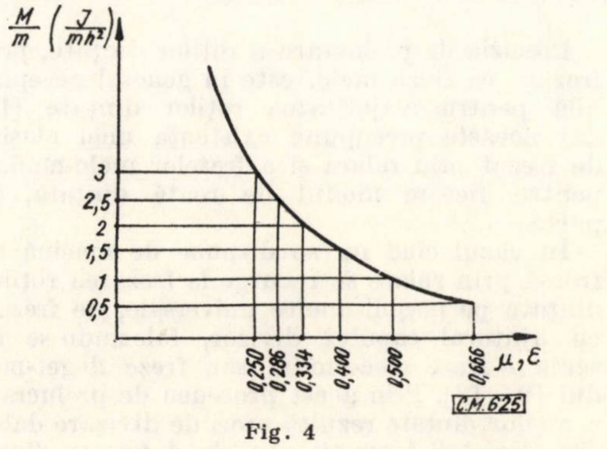


Fig. 4

Pentru a micşora şi mai mult amplitudinile η_0 şi θ_0 se poate pune condiţia ca grupele de termeni din numitorii expresiilor (22) şi (23), ce nu intervin în numitorii expresiilor (19) şi (24), să se anuleze. Se obţine condiţia:

$$\varepsilon\omega^2 - e^2 h = 0,$$

adică:

$$h = \frac{\omega^2}{g}. \tag{32}$$

Ultima condiţie poate părea restrictivă ţinînd seamă că ω se alege din motive tehnologice iar *h* depinde de înălţimea arcurilor precomprimate, ce se determină la rîndul ei din considerente dinamice [1], de rezistență și constructive. Dacă aceste căi nu pot duce la valoarea dată de relația (32) sau la o valoare apropiată ei, atunci printr-o modificare adecvată a formei organului de lucru se pot apropia sau depărta cele două centre de masă. Îndeplinirea condiției (32) are un efect deosebit în special asupra amplitudinii θ_0.

Concluzii

Din cele de mai sus rezultă o serie de constatări importante. Dinamica mașinilor vibratorii suspendate prin elemente elastice diferă complet față de dinamica mașinilor montate pe suport fix. În acest caz apar cinci valori critice ale pulsației excitatoare față de două valori în cazul mașinilor cu suport fix. Mișcarea suportului influențează mișcarea organului de lucru și deci implicit procesul tehnologic. Există posibilitatea micșorării vibrațiilor suportului în limite prescrise.

Relațiile de calcul deduse permit determinarea tuturor elementelor necesare proiectării și execuțării mașinilor vibratorii într-un astfel de montaj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Munteanu, M.* Dimensionarea arcurilor elicoidale la vibratoare cu volante de inerție. In : Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 3.

[2] *Munteanu, M.* Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare acționate prin volant cu excentric. In : Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 1.

[3] *Munteanu, M.* Influența vibrațiilor pînzei sitei asupra productivității sitelor vibratoare. In : Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 11.

[4] *Harris, C.M., Crede, C.F.* Șocuri și vibrații. Vol. II. Ed. Tehnică, București, 1968.

CZ 621.914

Cinematica frezării danturii cilindrice drepte cu cuțit zburător

Dr. ing. Eugen PAY – Institutul de subingineri – Baia Mare și
Ing. Ștefan ȚÎȚ – UMMUM – Baia-Mare

Precizia de prelucrare a roților dințate, prin frezare cu freza melc, este în general acceptabilă pentru majoritatea roților dințate [1], dar aceasta presupune existența unei mașini de frezat prin rulare și a frezelor melc-modul, pentru fiecare modul de roată dințată, în parte.

În cazul cînd nu se dispune de mașină de frezat prin rulare se recurge la frezarea roților dințate pe mașini-unelte universale, de frezat, cu ajutorul capului divizor, folosindu-se ca scule — freze disc-modul sau freze deget-modul [2], [3]. Prin acest procedeu de prelucrare a roților dințate rezultă erori de divizare datorită divizării intermitente, după fiecare dinte, care nu în toate cazurile sînt acceptabile.

În producția de unicate sau la reparații sînt cazuri cînd se cere o precizie mare pentru roțile dințate. Prelucrarea în acest caz trebuie să se facă prin rulare. Dar, pentru o singură roată nu este economic a se construi o freză melc, care pentru roți dințate mari (industria minieră etc.) ar fi foarte scumpă. În acest caz rezolvarea optimă ar fi, frezarea prin rulare cu ajutorul unui singur cuțit, obținînd profilul roții dințate prin generare cinematică.

În lucrarea de față se propune rezolvarea cinematicii frezării roților dințate cilindrice, prin rulare, cu cuțit zburător.

Similar ca și la frezarea roților dințate cu freză melc-modul cuțitul va trebui să angreneze cu semifabricatul (fig. 1).

La frezarea cu freza melc, dacă se consideră un cuțit al acestuia, acesta (fig. 1, b) prin rotirea axului, se va deplasa față de piesă cu viteza v', sau piesa față de cuțit — cu viteza v'', determinată de turația n_s al axului frezei, pasul elicei melcului p_s și numărul de începuturi ale acestuia k_s.

Viteza relativă de deplasare, $\bar{v}' = -\bar{v}''$, are valoarea $v' = p_s \cdot k_s \cdot n_s$ [min/min], angrenarea dintre freza-melc și semifabricat realizîndu-se cu ajutorul roților de schimb pentru rulare [2].

La frezarea cu cuțit zburător, trebuie să se realizeze, de asemenea această mișcare relativă între cuțit și semifabricat. Cuțitul zburător, la fiecare rotație va trebui să așchieze în alt gol al roții dințate. Realizarea acestei mișcări de diviziune continuă se face tot prin roțile de schimb pentru rulare A_R/B_R, ca și la frezarea cu freză melc, numărul de începuturi, în acest caz, fiind egal cu numărul de cuțite zburătoare prinse în dornul port-freză.

Pentru a se putea realiza mișcarea de diviziune continuă, dornul portfreză va trebui să fie înclinat față de planul frontal al roții cu unghiul α, corespunzător înclinării elicei medii de pe freza melc-modul.

Se consideră figura 2, în care R_s este raza cercului pe care se rotește vîrful cuțitului ; ψ — unghiul de contact.

Pentru o rotire a cuţitului cu 2π, semifabricatul se va roti cu $\frac{2\pi}{z}$. Pentru o rotire a cuţitului cu unghiul de contact $\psi°$, semifabricatul se va roti cu $\varphi°$, astfel:

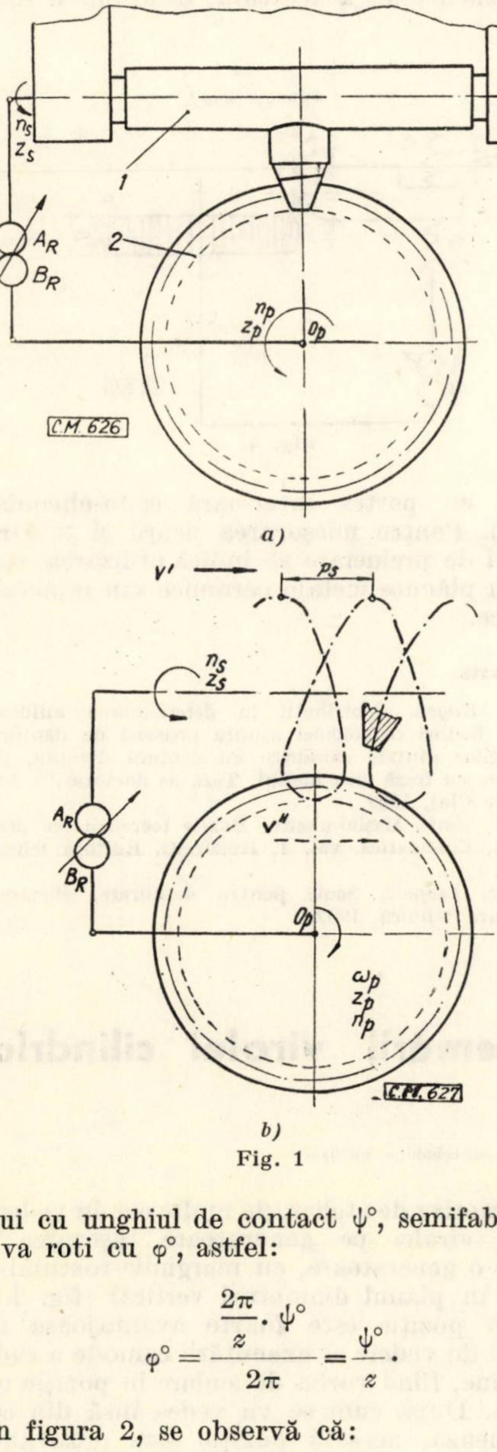

C.M. 626
n_S
Z_S
1
2
A_R
B_R
n_p
z_p
O_p
a)
V'
p_s
n_s
z_s
A_R
B_R
V''
O_p
ω_p
z_p
n_p
C.M. 627
b)

Fig. 1

$$\varphi° = \frac{\frac{2\pi}{z}\cdot\psi°}{2\pi} = \frac{\psi°}{z} \tag{1}$$

Din figura 2, se observă că:

$$\text{ctg}\,\psi = \frac{R_s - h}{R_s},$$

de unde:

$$\psi° = \text{arc ctg}\,\frac{R_s - h}{R_s}. \tag{2}$$

Introducînd relaţia (2) în (1) se obţine că unghiul de rotire al semifabricatului, corespunzător unghiului de contact este:

$$\varphi° = \frac{\text{arc ctg}\,\frac{R_s - h}{R_s}}{Z}. \tag{3}$$

Deci, pentru deplasarea sculei din punctul C în punctul B (fig. 2), semifabricatul s-a deplasat cu un unghi φ, dat de relaţia (3).

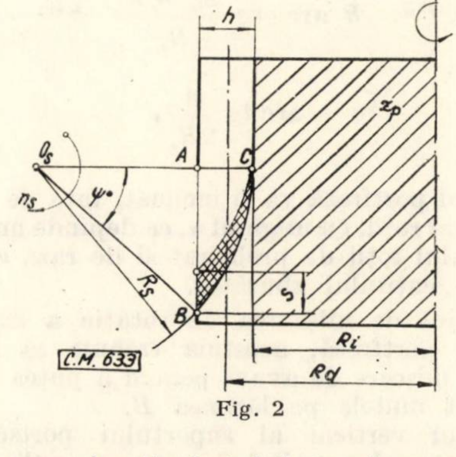

h
n_p
z_p
O_s
A
C
$\psi°$
n_s
R_s
B
s
R_i
R_d
C.M. 633

Fig. 2

Cu aproximaţie destul de bună se pot considera traiectoriile curbe, ale cuţitului şi semifabricatului, ca nişte drepte (fig. 3), în care:

S_ψ este drumul parcurs de cuţit pentru unghiul ψ de rotire al acestuia ;

S_φ drumul parcurs de semifabricat, pe cercul de divizare (aproximaţia este acceptabilă), pentru unghiul φ,

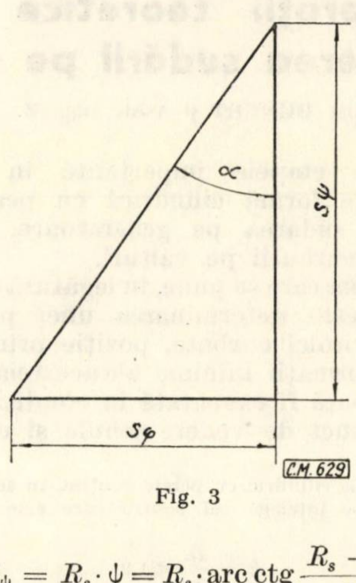

α
S_ψ
S_φ
C.M. 629

Fig. 3

$$S_\psi = R_s\cdot\psi = R_s\cdot\text{arc ctg}\,\frac{R_s - h}{R_s} \tag{4}$$

iar:

$$S_\varphi = R_d \cdot \varphi = \frac{m \cdot z}{2} \cdot \frac{\operatorname{arc\,ctg} \dfrac{R_s - h}{R_s}}{z} = \frac{m \cdot \operatorname{arc\,ctg} \dfrac{R_s - h}{R_s}}{2}. \tag{5}$$

Din figura 3, rezultă că:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S_\varphi}{S_\psi} = \frac{\dfrac{m}{2} \cdot \operatorname{arc\,ctg} \dfrac{R_s - h}{R_s}}{R_s \operatorname{arc\,ctg} \dfrac{R_s - h}{R_s}} = \frac{m}{2R_s}, \tag{6}$$

de unde:

$$\alpha = \operatorname{arc\,tg} \frac{m}{2R_s}, \tag{7}$$

deci, axul portfreză va fi înclinat, faţă de planul frontal roţii, cu unghiul α, ce depinde numai de modulul roţii de prelucrat şi de raza exterioară a cuţitului zburător.

În afară de mişcarea de rotaţie a axului dornului portfreză, acestuia trebuie să i se dea şi o mişcare de avans pentru a putea prelucra tot dintele pe lăţimea B.

Avansul vertical al suportului portsculă, în care este prins cuţitul zburător, se realizează cu ajutorul lanţului cinematic de avans (fig. 4) existent, reglabil cu ajutorul roţilor de schimb pentru avans A_s/B_s.

Avînd în vedere existenţa unui singur cuţit care realizează dantura în evolventă pe cale cinematică, acesta va trebui să aibă o geometrie particulară, ce se va analiza în cadrul unei alte lucrări.

Aşchierea cu un singur cuţit are dezavantajul uzurii mari a acestuia, rezultînd o roată dinţată cu partea interioară cono-elicoidală (conică). Pentru micşorarea uzurii şi mărirea preciziei de prelucrare se indică utilizarea cuţitului cu plăcuţe metalo-ceramice sau mineraloceramice.

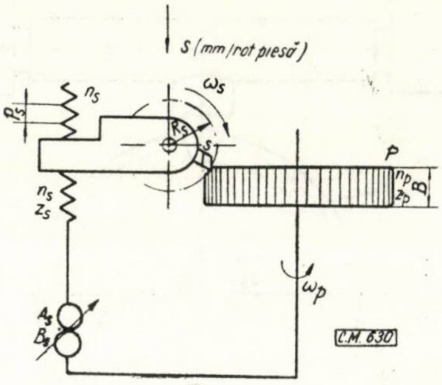


Fig. 4

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pay, Eugen*, Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de danturare a roţilor dinţate cilindrice cu dantură dreaptă, prin frezare cu freză melc-modul. Teză de doctorat, I. Politehnic Cluj, 1969.

[2] *Botez, Emil*, Maşini-unelte, Bazele teoretice ale prelucrării, Cinematica, vol. I, Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

[3] *Sauer, Leopold*, Scule pentru danturare, Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

CZ 621.791.7

Consideraţii teoretice asupra rezemării virolei cilindrice în vederea sudării pe generatoare

Prof. ing. Mihai RENERT şi Asist. ing. Z. MANOLACHE – Institutul politehnic – Bucureşti

Una din etapele importante în execuţia utilajelor de formă cilindrică cu perete subţire * este sudarea pe generatoare, operaţia următoare curburii pe valţuri.

O problemă care se pune, în legătură cu această etapă, este determinarea unei poziţii de aşezare a virolei curbate, poziţie prin care să rezulte deformaţii minime ale acesteia, iar sudarea să poată fi executată în condiţii favorabile din punct de vedere tehnic şi economic.

În practica de atelier, de multe ori, în vederea sudării virolei pe generatoare, aşezarea se face pe o generatoare, cu marginile rostului de sudare în planul diametral vertical (fig. 1 a). Această poziţie este foarte avantajoasă din punctul de vedere al executării comode a sudurii în sine, fiind vorba de sudare în poziţie orizontală. După cum se va vedea însă din cele ce urmează, această poziţie este dezavantajoasă din punctul de vedere al deformaţiilor, deoarece :

— în primul rînd, prin rezemarea în această poziţie, marginile rostului de sudare se depărtează relativ, cu valori destul de mari, lucru ce duce la îngreuiarea operaţiei de sudare, fiind

---

* Prin înveliş cilindric cu perete subţire, în sensul teoriei învelişurilor, se înţelege cel pentru care este îndeplinită condiţia [1] :

$$\beta = \frac{D_e}{D_i} \leqslant 1{,}2.$$

necesare măsuri de împiedicare a acestei depărtări ;

— în al doilea rînd, această rezemare duce la deformaţii mari ale tronsonului cilindric, în secţiune transversală [3], urmînd ca sudarea şi deci solidificarea cordonului de sudură să se facă în stare deformată.

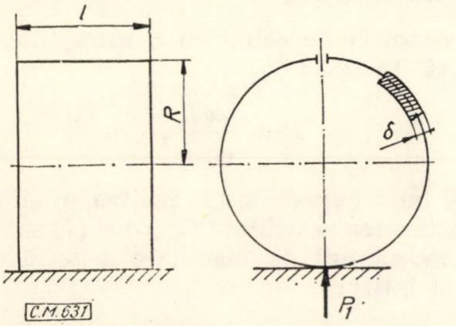


Fig. 1 a. Încărcarea virolei cilindrice sub greutate proprie, aşezată pe o generatoare, în vederea sudării pe generatoare.

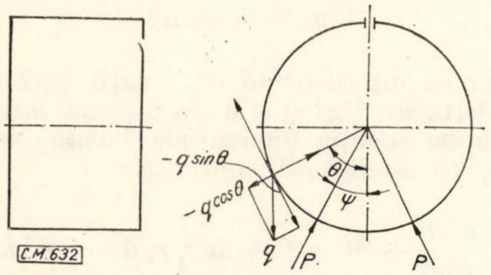


Fig. 1 b. Încărcarea virolei cilindrice sub greutate proprie, aşezată pe două generatoare, în vederea sudării pe generatoare.

★

Se emite ipoteza că există o poziţie de aşezare a virolei cilindrice pe două generatoare, poziţie determinată prin unghiul la centru ψ (fig. 1 b), pentru care distanţa dintre marginile rostului de sudare este nulă, şi că deformaţia virolei este mai mică decît în cazul aşezării redate în figura 1 a, cu avantajele ce decurg de aici asupra preciziei de formă a tronsonului după sudare şi asupra scurtării operaţiei de calibrare.

Se va lua deci în studiu această variantă a rezemării, din care evident că va rezulta prima, făcînd unghiul ψ să tindă către zero.

Se va folosi sistemul de coordonate cilindrice (r, θ, z).

Solicitarea virolei fiind dată numai de greutatea proprie, iar reacţiunile de pe reazeme P fiind aceleaşi în orice punct al generatoarelor de sprijin, rezultă că deformaţiile vor fi independente de coordonata z şi simetrice faţă de planul diametral vertical, aşa cum este şi solicitarea.

Izolînd din virola cilindrică un element de înveliş, prin două secţiuni plane normale la axă, la distanţa unitate, şi prin alte două secţiuni plane axiale — adiacente — de deschidere $\mathrm{d}\theta$ (fig. 2) şi scriind ecuaţiile de echilibru ale acestuia, rezultă sistemul de ecuaţii diferenţiale :

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta} + T = -Rp_r \\ &\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta} - Q = -Rp_\theta \\ &\frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}\theta} - QR = 0 \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

unde cu p_r şi p_θ s-au notat componentele solicitărilor — distribuite pe direcţie radială, respectiv tangenţială, ale încărcării tronsonului şi care au provenienţele :

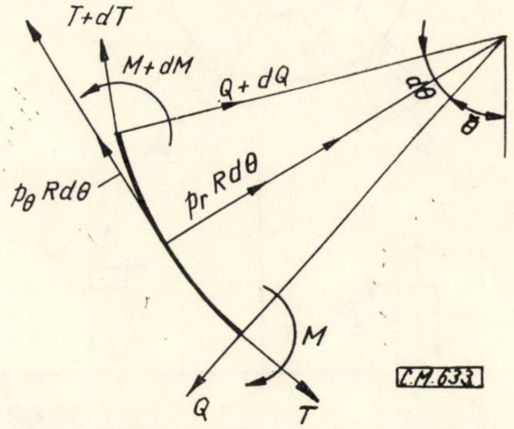


Fig. 2. Încărcarea elementului de înveliş.

$$p_r = \overset{(q)}{p}_r + \overset{(P)}{p}_r ; \quad p_\theta = \overset{(q)}{p}_\theta + \overset{(P)}{p}_\theta . \tag{2}$$

Ele au semnificaţiile : $\overset{(q)}{p}_r$ şi $\overset{(q)}{p}_\theta$ — componentele pe direcţia radială, respectiv tangenţială, datorite greutăţii proprii q [daN/cm^2] şi care au valorile (fig. 1, b) :

$$\overset{(q)}{p}_r = -q\cos\theta ; \quad \overset{(q)}{p}_\theta = -q\sin\theta \tag{3}$$

iar $\overset{(P)}{p}_r$ şi $\overset{(P)}{p}_\theta$ — componentele pe direcţia radială, respectiv tangenţială, datorite reacţiunilor P, cu valorile :

$$\left.\begin{aligned} &\overset{(P)}{p}_r = a_0 + \sum_1^\infty a_n\cos n\theta + \sum_1^\infty b_n\sin n\theta ; \\ &\overset{(P)}{p}_\theta = 0, \end{aligned}\right. \tag{4}$$

ce se obţin prin exprimarea reacţiunilor P prin intermediul seriei Fourier corespunzătoare. Pentru a se putea efectua dezvoltarea în serie

Fourier, se va considera — pentru început — că reacţiunile sînt, fiecare, uniform distribuite pe arcul $2R\alpha$, corespunzător unghiului la centru 2α, astfel încît :

$$P = \overset{(P)}{p}_r \cdot 2R\alpha, \quad \text{adică} \quad \overset{(P)}{p}_r = \frac{P}{2R\alpha}.$$

În figura 3 este reprezentată, pe desfăşurata suprafeţei mediane a virolei cilindrice, diagrama solicitării dată de reacţiunile P, în funcţie de unghiul θ.

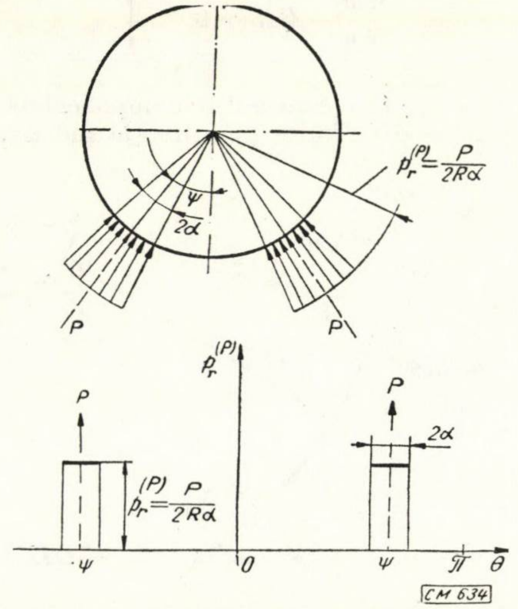

$\overset{(P)}{p}_r = \frac{P}{2R\alpha}$
ψ
2α
P
P
$\overset{(P)}{p}_r$
P
P
2α
$\overset{(P)}{p}_r = \frac{P}{2R\alpha}$
ψ
0
ψ
π
θ
CM 634

Fig. 3. Diagrama solicitării dată de reacţiunile P, în funcţie de unghiul θ.

Potrivit reprezentării din figura 3, funcţia $\overset{(P)}{p}_r$ este definită astfel :

$$\overset{(P)}{p}_r = \begin{cases} 0 & \text{, pentru } \theta \in [-\pi;\ -\psi-\alpha] \\ \dfrac{P}{2R\alpha} & \text{, pentru } \theta \in [-\psi-\alpha;\ -\psi+\alpha] \\ 0 & \text{, pentru } \theta \in (-\psi+\alpha;\ \psi-\alpha) \\ \dfrac{P}{2R\alpha} & \text{, pentru } \theta \in [\psi-\alpha;\ \psi+\alpha] \\ 0 & \text{, pentru } \theta \in (\psi+\alpha;\ \pi] \end{cases}$$

Funcţia $\overset{(P)}{p}_r$ satisface condiţiile lui Dirichlet, astfel încît ea poate fi dezvoltată în serie Fourier.

Calculînd coeficienţii Fourier, rezultă :

$$a_0 = \frac{P}{\pi R};\ a_n = \frac{2P}{\pi R} \times \frac{\sin n\alpha}{n\alpha} \cos n\psi;\ b_n = 0$$

Pentru a reveni la situaţia în care reacţiunile P sînt aplicate concentrat, se efectuează trecerea la limită $\alpha \to 0$ obţinîndu-se :

$$a_0 = \frac{P}{\pi R};\ a_n = \frac{2P}{\pi R} \cos n\psi;\ b_n = 0. \qquad (5)$$

Coeficienţii seriei fiind determinaţi, expresiile (4) devin :

$$\overset{(P)}{p}_r = \frac{P}{\pi R} + \frac{2P}{\pi R} \sum_1^\infty \cos n\psi \cos n\theta;\ \overset{(P)}{p}_\theta = 0. \qquad (6)$$

Din condiţia de echilibru a întregului tronson rezultă relaţia :

$$P = \frac{\pi q R}{\cos\psi}, \qquad (7)$$

astfel încît expresiile (2) pentru p_r şi p_θ devin (cu utilizarea relaţiilor (3), (6) şi (7) şi scoaterea de sub semnul de însumare a termenului de rangul întîi) :

$$p_r = \frac{q}{\cos\psi} + q\cos\theta + \frac{2qR}{\cos\psi} \sum_2^\infty \cos n\psi \cos n\theta;$$
$$p_\theta = -q\sin\theta. \qquad (8)$$

Eliminînd din sistemul de ecuaţii diferenţiale (1) eforturile T şi Q şi după o primă integrare se obţine ecuaţia diferenţială liniară, neomogenă, cu coeficienţi constanţi :

$$\frac{d^2M}{d\theta^2} + M = C + R^2\int p_\theta\, d\theta - R^2 p_r \qquad (9)$$

care, după înlocuirea mărimilor p_r şi p_θ conform cu expresiile (8), devine :

$$\frac{d^2M}{d\theta^2} + M = C - \frac{qR^2}{\cos\psi} - \frac{2qR^2}{\cos\psi} \sum_2^\infty \cos n\psi \cos n\theta. \qquad (10)$$

Soluţia generală a acestei ecuaţii diferenţiale este :

$$M = A\cos\theta + B\sin\theta + C - \frac{qR^2}{\cos\psi} + \frac{2qR^2}{\cos\psi} \sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{n^2-1} \cos n\theta, \qquad (11)$$

unde A, B, C sînt cele trei constante de integrare ce urmează a se determina din condiţiile la limită ale problemei.

Astfel :

$$\left.\begin{aligned} M &= 0, \text{ pentru } \theta = \pi \\ \frac{dM}{d\theta} &= 0, \text{ pentru } \theta = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

după utilizarea cărora, soluţia (11) devine :

$$M = \left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi}\right)\left(1 + \cos\theta\right) + \frac{2qR^2}{\cos\psi} \sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{n^2-1} \left[\cos n\theta + (-1)^n \cos\theta\right]. \qquad (13)$$

Pentru determinarea deformațiilor se vor folosi relațiile corespunzătoare pentru învelișurile cu perete subțire [1]:

$$\frac{\mathrm{d}^2 w}{\mathrm{d}\theta^2} + w = -\frac{R^2}{D} M; \qquad (14)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{R}\left(\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}\theta} - w\right) = 0. \qquad (15)^*$$

Introducîndu-se soluția (13) pentru M în relația (14), se obține ecuația diferențială pentru deplasarea radială w:

$$\frac{\mathrm{d}^2 w}{\mathrm{d}\theta^2} + w = -\frac{R^2}{D}\left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi}\right)(1 + \cos\theta) -$$

$$-\frac{2qR^4}{D\cos\psi}\sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{n^2 - 1}\left[\cos n\theta + (-1)^n \cos\theta\right], \qquad (16)$$

cu soluția generală:

$$w = C_1 \cos\theta + C_2 \sin\theta + \left[-\frac{R^2}{D}\left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi}\right) -\right.$$

$$\left. - \frac{qR^4}{D\cos\psi}\sum_2^\infty (-1)^n \frac{\cos n\psi}{n^2 - 1}\right]\theta\sin\theta -$$

$$-\frac{R^2}{D}\left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi} + \frac{2qR^4}{D\cos\psi}\sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{(n^2-1)^2}\cos n\theta, \qquad (17)$$

cu C_1 și C_2 constante de integrare.

Folosind relația de deformație (15), cu soluția (17), după integrare rezultă expresia pentru deplasarea tangențială v:

$$v = C_1 \sin\theta - C_2 \cos\theta + \left[-\frac{R^2}{D}\left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi}\right) -\right.$$

$$\left. - \frac{qR^4}{D\cos\psi}\sum_2^\infty (-1)^n \frac{\cos n\psi}{n^2 - 1}\right](\sin\theta - \theta\cos\theta) -$$

$$-\frac{R^2}{D}\left(C - \frac{qR^2}{\cos\psi}\right)\theta +$$

$$+\frac{2qR^4}{D\cos\psi}\sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{n(n^2-1)^2}\sin n\theta + C_3. \qquad (18)$$

Presupunem că există un domeniu de valori ale unghiului de așezare ψ pentru care deplasarea pe direcție tangențială $v(\pi)$ este nulă. În această situație, marginile rostului de sudare sînt în contact, cu acțiune reciprocă în cazul general, deci efortul $T(\pi) \neq 0$.

Pentru acest caz, condițiile la limită ale problemei pentru v și w sînt cele cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Condiții la limită pentru cazul împiedicării depărtării reciproce a marginilor de sudare

θ	w	$\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}\theta}$	v
0	—	0	0
ψ	0	—	—
π	—	—	0

În cazul în care marginile rostului de sudare se vor depărta, ele nu se vor influența reciproc, și, în locul condiției la limită $v = 0$ pentru $\theta = \pi$, trebuie să se folosească condiția $T = 0$ pentru $\theta = \pi$. Condițiile la limită ale problemei — pentru această situație — sînt cele cuprinse în tabela 2.

Tabela 2

Condițiile la limite pentru cazul marginilor libere în rostul de sudare

θ	w	$\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}\theta}$	v	T
0	—	0	0	—
ψ	0	—	—	—
π	—	—	—	0

Determinînd constantele de integrare C, C_1, C_2 și C_3 prin folosirea condițiilor la limită cuprinse în tabela 1 se obține soluția problemei:

$$w = \frac{2qR^4}{3D\cos^2\psi}\left[\cos\psi(1 - \theta\sin\theta) -\right.$$

$$\left. - \cos\theta(1 - \psi\sin\psi)\right]\sum_2^\infty (-1)^n \frac{\cos n\psi}{n^2 - 1} +$$

$$+\frac{2qR^4}{D\cos^2\psi}\sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{(n^2-1)^2}(\cos\psi\cos n\theta - \cos n\psi\cos\theta); \qquad (19)$$

$$v = \frac{2qR^4}{3D\cos^2\psi}\left[\cos\psi(\theta - \sin\theta + \theta\cos\theta) -\right.$$

$$\left. - \sin\theta(1 - \psi\sin\psi)\right]\sum_2^\infty (-1)^n \frac{\cos n\psi}{n^2 - 1} +$$

$$+\frac{2qR^4}{D\cos^2\psi}\sum_2^\infty \frac{\cos n\psi}{(n^2-1)^2}\left(\frac{\cos\psi}{n}\sin n\theta - \cos n\psi\sin\theta\right): \qquad (20)$$

---

* Marginile tronsonului cilindric fiind libere și solicitarea lipsită de simetrie axială, suprafața mediană poate fi considerată inextensibilă [2].

$$M=\frac{2qR^2}{3\cos\psi}\sum_2^\infty\frac{\cos n\psi}{n^2-1}[(-1)^n(2\cos\theta-1)+3\cos n\theta]; \quad (21)$$

$$Q=-\frac{2qR}{3\cos\psi}\sum_2^\infty\frac{\cos n\psi}{n^2-1}[(-1)^n2\sin\theta+3n\sin n\theta]; \quad (22)$$

$$T=-\frac{qR}{\cos\psi}(1+\cos\psi\cos\theta)+$$

$$+\frac{2qR}{3\cos\psi}\sum_2^\infty\frac{\cos n\psi}{n^2-1}[(-1)^n2\cos\psi+3\cos n\theta]. \quad (23)$$

Efortul inelar $T(\pi)$ care acţionează între marginile rostului de sudare are expresia:

$$T(\pi)=-\frac{qR}{\cos\psi}(1-\cos\psi)+$$

$$+\frac{2qR}{3\cos\psi}\sum_2^\infty(-1)^n\frac{\cos n\psi}{n^2-1}, \quad (24)$$

din analiza căreia se vede că acesta depinde de unghiul de aşezare.

Evident că, pentru acele valori ale lui ψ pentru care efortul inelar în rostul de sudare $T(\pi)$ este pozitiv (întindere), este necesară compensarea acestui efort, printr-un mijloc oarecare, pentru împiedicarea depărtării marginilor rostului de sudare, astfel încît să fie îndeplinită condiţia $v(\pi)=0$. În practica de atelier aceasta se realizează prin sudare, prin puncte a marginilor rostului de sudare sau prin aplicarea dispozitivelor de preasamblare.

Pentru valorile lui ψ pentru care efortul inelar $T(\pi)$ este negativ, marginile rostului de sudare se comprimă reciproc, astfel încît nu mai sînt necesare măsuri speciale pentru împiedicarea depărtării reciproce a marginilor, ca de altfel şi pentru valoarea lui ψ pentru care efortul inelar $T(\pi)$ este nul.

În tabela 3 sînt date valorile efortului inelar $T(\pi)$ ce acţionează între marginile rostului de sudare, pentru cîteva poziţii de rezemare a virolei cilindrice, caracterizate prin diferite valori ale unghiului ψ. Din cele de mai sus, precum şi din analiza valorilor cuprinse în tabela 3, rezultă că unghiul de aşezare optim ψ_0 este de 26° deoarece, pentru această valoare, marginile rostului de sudare nu-şi modifică poziţia reciproc sub acţiunea greutăţii proprii. Dacă în practică — pentru executarea sudurii pe generatoare — este de dorit o comprimare reciprocă a marginilor, se măreşte unghiul de aşezare ψ peste valoare de 26°.

Tabela 3

Dependenţa efortului inelar $T(\pi)$ unghiul de aşezare Ψ

ψ	0°	26°	30°
$T(\pi)$	0,17 qR (întindere)	0	$-0{,}045\ qR$ (comprimare)

Pentru a ilustra faptul că, sub acţiunea greutăţii proprii, prin aşezarea pe o singură generatoare, marginile rostului de sudare lăsate libere se depărtează reciproc destul de mult, se va studia deformaţia virolei înainte de sudare, pentru valoarea $\psi=0$. Pentru acest caz sînt valabile condiţiile la limită cuprinse în tabela 2, după folosirea cărora se obţine soluţia:

$$v=\frac{qR^4}{D}\left[2\sum_2^\infty\frac{1}{(n^2-1)^2}\left(\frac{\sin n\theta}{n}-\sin\theta\right)+\right.$$

$$\left.+(\theta\cos\theta-\sin\theta)\sum_2^\infty\frac{(-1)^n}{n^2-1}\right]. \quad (25)$$

Depărtarea reciprocă a marginilor libere în rostul de sudare este:

$$\Delta=2\,|v(\pi)|=2\pi\frac{qR^4}{D}\sum_2^\infty\frac{(-1)^n}{n^2-1}\cong1{,}57\,\frac{qR^4}{D}, \quad (26)$$

iar forma pe care o capătă virola înainte de sudare este cea redată în figura 4.

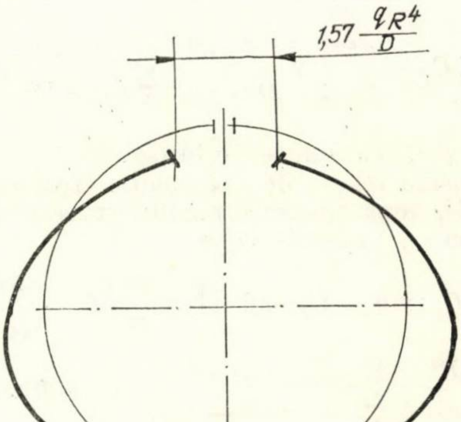


Fig. 4. Forma virolei, cu marginile libere, înainte de sudare, aşezată pe o generatoare.

★

Din acest studiu rezultă că, pentru a se obţine o închidere automată — fără alte măsuri speciale — în rostul de sudare, este necesar ca rezemarea virolei să se facă pe două generatoare, la un unghi $\psi_0=26°$, acesta putînd creşte pînă la valoarea de 45°, cu existenţa, în acest interval, a unei comprimări reciproce a marginilor, dar cu deformaţii foarte mici ale virolei cilindrice în secţiune transversală.

Pentru realizarea practică a aşezării pe două generatoare este necesară existenţa unui dispozitiv cu role, de lungime corespunzătoare virolelor frecvent executate în atelier, cu posibilitatea de reglare a distanţei dintre axele rolelor de sprijin pentru realizarea unghiului ψ_0, funcţie de raza R a virolei. Dispozitivul are în acest caz un mare grad de universalitate (fig. 5).

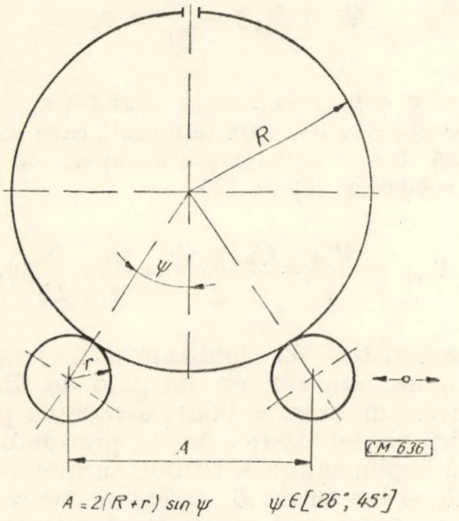


Fig. 5. Schema de principiu a dispozitivului de aşezare pe două generatoare a virolei cilindrice în vederea sudării pe generatoare.

Notaţii folosite

$D = \dfrac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ — rigiditatea cilindrică;
D_e şi D_i — diametrul exterior respectiv interior;
E — modulul de elasticitate;
l — lungimea tronsonului cilindric;
M — moment inelar, raportat la unitatea de lungime;
$q = \gamma\delta$ — încărcarea pe unitatea de arie, datorită greutăţii proprii;
Q — efort transversal, raportat la unitatea de lungime;
R — raza suprafeţei mediane;
T — efort inelar, raportat la unitatea de lungime;
v — lungirea în direcţie inelară;
w — variaţia razei (săgeata suprafeţei mediane);
$\beta = \dfrac{D_e}{D_i}$ — raportul diametrelor;
γ — greutate specifică;
δ — grosimea peretelui;
Δ — depărtarea reciprocă a marginilor;
ε_θ — lungirea specifică inelară;
r, θ, z — coordonate cilindrice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Renert, M.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1971.
[2] *Timoshenko, St., Gere, J.* Teoria stabilităţii elastice (traducere din limba engleză), Bucureşti, Editura Tehnică, 1967.
[3] *Renert, M., Manolache, Z.* Solicitări şi deformaţii în cilindrul cu perete subţire, în condiţii de execuţie, transport şi montaj (sub tipar în revista „Construcţia de Maşini").

CZ 621.86.065

Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare

Conf. dr. ing. Tărăboi VASILE – director Institutul naţional de informare şi documentare ştiinţifică şi tehnică

I. *Oscilaţiile în cazul solicitării prin şoc a cablului purtător.*

Descărcarea bruscă a sarcinii utile Q_u (de exemplu prin deschiderea şi golirea bruscă a betonului dintr-un buncăr sau graifăr cu care poate fi înzestrată o macara funicular) produce solicitări dinamice (şocuri în cablul purtător).

Aceste solicitări dinamice pot fi evaluate cu o precizie suficientă pentru necesităţile practice, dacă se reduce problema la analiza unui sistem oscilant cu un singur grad de libertate.

În acest caz se consideră, în mod aproximativ, că macaraua funicular are cablul purtător încărcat cu o singură forţă concentrată Q_{ech} amplasată la mijlocul deschiderii:

$$Q_{ech} = Q_0 + Q_1, \tag{1}$$

în care Q_0 este greutatea cupei (buncărului, graiferului etc) neîncărcate, iar Q_1 este o greutate echivalentă cablului purtător, concentrată la mijlocul deschiderii acestuia. Săgeata statică a cablului purtător, pe care acesta o capătă sub acţiunea forţei Q_{ech}, notată cu f_{st} în figura 1, este dată de relaţia:

$$f_{st} = \frac{Q_{ech} \cdot l}{4H_0}, \tag{2}$$

în care H_0 este componenta orizontală a tensiunii din cablul încărcat cu forţa Q_{ech}. Cînd cupa este încărcată cu sarcina utilă Q_u, aplicată de asemenea static, cablul purtător, sub acţiunea forţei totale $Q = Q_{ech} + Q_u$, va căpăta săgeata totală $f_{st} + u$, iar tensiunea în cablu va creşte corespunzător, proiecţia acesteia pe orizontală devenind H (fig. 1).

La descărcarea relativ bruscă a sarcinii Q_u, masa echivalentă „remanentă" $M_{ech} = \dfrac{Q_{ech}}{g}$

va începe să oscileze în sens vertical cu amplitudinea u. Datorită acestui fapt, tensiunea în cablu va deveni variabilă, iar mărimea greutăţii echivalente Q_1 va putea fi determinată din condiţia de echivalenţă a energiei cinetice reale a firului E_f (pentru o curbă funiculară dinamică presupusă asemenea celei statice — deci de formă parabolică) cu energia cinetică E_M a unei singure mase echivalente M_1 a firului, aplicată la mijlocul deschiderii acestuia.

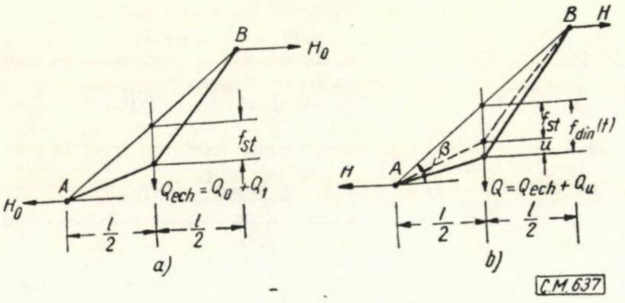


Fig. 1

Dacă se notează prin $f_{din}\ (t)$ săgeata dinamică la mijlocul deschiderii, săgeata firului în secţiunea curentă este (pentru o curbă parabolică):

$$f(x) = \frac{4f}{l^2}\, x\,(l - x), \tag{3}$$

în care, conform notaţiilor din figura 1:

$$f = f_{din}\ (t),$$

iar energia cinetică a firului va fi:

$$E_f = \frac{1}{2}\int_0^l \frac{\rho}{\cos}\dot{f}^2(x)\,\mathrm{d}x = \frac{1}{2}\cdot\frac{8}{15}\ \frac{\rho l}{\cos\beta}\cdot\dot{f}^2 \tag{4}$$

Pe de altă parte, masa concentrată la mijlocul firului în mişcare oscilatorie va avea aceeaşi energie cinetică dată de relaţia:

$$E_M = \frac{1}{2} M_1\dot{f}^2. \tag{5}$$

Cum energiile cinetice exprimate prin relaţiile (4) şi (5) sînt echivalente (ambele referindu-se la aceaşi fir), adică:

$$E_f = E_M,$$

rezultă prin înlocuire:

$$\frac{1}{2}\cdot\frac{8}{15}\cdot\frac{\rho l}{\cos\beta}\cdot\dot{f}^2 = \frac{1}{2} M_1\dot{f}^2,$$

de unde masa M_1 echivalentă firului:

$$M_1 = \frac{8}{15}\cdot\frac{\rho l}{\cos\beta} = \frac{8}{15}\, m, \tag{6}$$

în care $m = \dfrac{\rho l}{\cos\beta}$ este masa reală totală, uniform distribuită pe lungimea firului. Ca urmare, în baza relaţiei (6) se poate scrie că:

$$Q_1 = M_1 g = \frac{8}{15}\, m\, g, \tag{7}$$

în care g este acceleraţia gravitaţiei.

Masa echivalentă „remanentă'', care oscilează în urma descărcării bruşte a cupei, va fi conform relaţiilor (1) şi (7):

$$M_{ech} = \frac{Q_{ech}}{g} = \frac{Q_0 + Q_1}{g} = \frac{Q_0}{g} + \frac{8}{15}\, m, \tag{8}$$

Caracteristica de rigiditate (constanta elastică) a oscilatorului cu un grad de libertate, considerat mai sus, se poate determina pe baza alungirii firului elastic. Astfel, prin deformarea statică suplimentară a firului, cu lungimea iniţială L_0 şi cea finală L, corespunzătoare săgeţii u (figura 1, b), firul va căpăta o alungire elastică

$$\Delta L = L - L_0.$$

Ca urmare, în baza ecuaţiei alungirii firului, în care s-a luat abscisa $a = \dfrac{l}{2}$, rezultă:

$$\Delta L = \frac{l}{\cos\beta} + \frac{l}{\cos\beta}\cdot\frac{Q^2\cos^2\beta}{8H^2} - \frac{l}{\cos\beta} - \frac{l}{\cos\beta}\cdot\frac{Q^2_{ech}\cos^2\beta}{8H_0^2},$$

de unde:

$$\Delta L = \frac{l\cos\beta}{8}\Big(\frac{Q^2}{H^2}\Big) - \frac{Q^2_{ech}}{H^2_0}\Big), \tag{9}$$

în care:

$$Q = Q_{ech} + Q_u$$

este sarcina totală care acţionează firul (cînd cupa este încărcată). Ecuaţia (9) poate fi exprimată şi în funcţie de săgeţile corespunzătoare forţelor Q şi Q_{ech} astfel:

$$\Delta L = \frac{2\cos\beta}{l}\left(\frac{Q^2 l^2}{4^2 H^2} - \frac{Q^2_{ech} l^2}{4^2 H^2_0}\right) = \frac{2\cos\beta}{l}\left(f^2_{din}(t) - f^2_{din}\right).$$

Pe de altă parte:

$$\Delta L = \frac{(H - H_0)\,l}{E\,\Omega \cos^2 \beta}$$

şi ca urmare:

$$\frac{(H - H_0)l}{E\,\Omega \cos^2 \beta} = \frac{2 \cos \beta}{l}\,(f_{din}^2(t) - f_{st}^2)$$

şi deci:

$$\Delta H = H - H_0 = \frac{2E\,\Omega \cos^3 \beta}{l^2}\,(f_{din}^2(t) - f_{st}^2) \quad (10)$$

Se constată că paranteza din ecuaţia (10) poate fi pusă sub forma:

$$f_{din}^2(t) - f_{st}^2 = (f_{din}(t) - f_{st})(f_{in}(t) + f_{st}) = $$
$$= u\,[f_{din}(t) + f_{st}],$$

dar cum săgeata $u \ll f_{st}$, se poate admite cu aproximaţie că $f_{din}(t) \cong f_{st}$ şi ca urmare din ultima relaţie rezultă:

$$f_{din}^2(t) - f_{st}^2 \cong u\,2 f_{st}. \quad (11)$$

Dacă se înlocuieşte relaţia (11) în ecuaţia (10) se obţine:

$$\Delta H \cong \frac{4E\Omega f_{st} \cos^3 \beta}{l^2} \cdot u \quad (12)$$

Se ştie însă că unei stări de tensiune a cablului purtător, caracterizată prin componenta orizontală a tensiunii H, îi corespunde o forţă verticală elastică, aplicată masei centrale, aşa încît variaţiei ΔH a forţei îi va corespunde o forţă elastică:

$$F = \frac{4\, f_{st}\,\Delta H}{l},$$

în care, dacă se înlocuieşte ΔH prin valoarea dată în ecuaţia (12) rezultă:

$$F \cong \frac{16\,E\Omega f_{st}^2 \cos^3 \beta}{l^3}\,u. \quad (13)$$

Dar în ecuaţia (13) se observă că:

$$\frac{16\,E\Omega\, f_{st}^2 \cos^3 \beta}{l^3} = K^*, \quad (14)$$

în care K^* este constanta unui arc echivalent oscilatoriu analizat; ca urmare, forţa elastică:

$$F \cong K^* \cdot u \quad (15)$$

şi va provoca masei echivalente M_{ech} oscilaţii libere cu pulsaţia:

$$\omega = \sqrt{\frac{K^*}{M_{ech}}} \quad (16)$$

Dar la descărcarea sarcinii utile (deci cînd $Q_u = 0$), odată cu oscilaţiile masei echivalente M_{ech} sub acţiunea forţei elastice F, ia naştere şi forţa de inerţie:

$$\pm F^{in} = \mp F,$$

care va acţiona asupra masei echivalente împreună cu forţa Q_{ech} şi, implicit, asupra tensiunii din cablu.

Ca urmare se poate scrie:

$$F^{in} = K^* \cdot u, \quad (17)$$

relaţie în care, dacă se înlocuieşte K^* în funcţie de pulsaţia ω din ecuaţia (16) se obţine:

$$F^{in} = M_{ech}\,\omega^2 u = M_{ech} \cdot a, \quad (18)$$

unde a este acceleraţia masei în mişcare oscilatorie.

Datorită forţei de inerţie menţionate şi mişcării oscilatorii, cablul va fi solicitat prin şoc de o tensiune dinamică a cărei componentă orizontală este în acest caz:

$$H_{din} = \frac{(Q_{ech} + F^{in})l}{4 f_{din}(t)} = \frac{(Q_{ech} + F^{in})l}{4(f_{st} + u)}. \quad (19)$$

Tensiunea dinamică a cărei componentă orizontală este forţa H_{din}, dată de ecuaţia (19), are valoarea maximă în momentul producerii şocului rezultat prin descărcarea bruscă a cupei. Apoi, datorită amortizării oscilaţiilor rezultate, săgeata $u \to 0$ şi, ca urmare, $F_{din} \to H$.

II. Oscilaţiile prin considerarea neliniarităţii

Neliniaritatea în dinamica mediilor continue poate fi:

- de natură fizică (abateri de la legea lui Hooke);
- de natură geometrică (în cazul deformaţiilor mari).

În continuare se analizează unele aspecte principale ale neliniarităţii geometrice în oscilaţiile transversale, plane, ale firului greu, elastic şi perfect flexibil, încărcat cu masă concentrată punctuală la mijlocul deschiderii sale, fir cu care se asimilează cablul purtător al unei macarale funicular.

Dacă se notează cu G greutatea firului ($G = ql$), cu Q — greutatea masei punctuale şi cu $y(x)$, respectiv $u(x, t)$, săgeata statică şi deplasarea suplimentară dinamică a firului (fig. 2), se ştie că rezultă :

$$y(x) = \frac{M(x)}{H_0} = \frac{1}{2H_0}[Qx + qx(l - x)], \text{ pentru } x \leqslant \frac{l}{2}. \quad (20)$$

în care H_0 este protecţia orizontală a tensiunii statice S_0 care solicită firul.

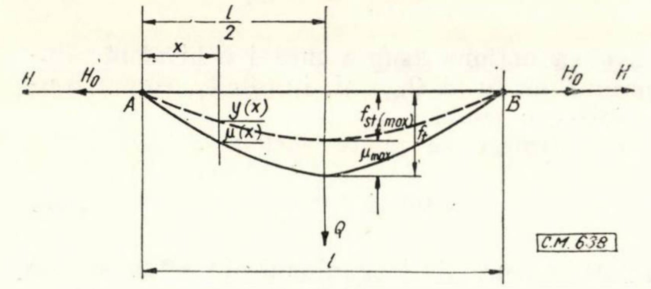


Fig. 2

Cu notaţia $G = kQ$ şi ţinînd seamă că $G = ql$ se obţine :

$$y(x) = \frac{Qx}{2H_0}\left(1 + k - \frac{kx}{l}\right), \text{pentru } x \leqslant \frac{l}{2}. \quad (21)$$

Pentru a se determina săgeata statică maximă este suficient să se înlocuiască în ecuaţia (21) $x = \frac{l}{2}$, în care caz se obţine :

$$f_{st\ max} = \frac{Ql\,(2 + k)}{8H_0} \quad (22)$$

sau componenta orizontală H_0 a tensiunii din cablu corespunzătoare săgeţii maxime :

$$H_0 = \frac{Ql\,(2 + k)}{8f_{st\ max}}. \quad (23)$$

Dacă se elimină H_0 din ecuaţia (21) folosind relaţia (23) se obţine :

$$y(x) = \frac{4f_{st\ max}}{(2 + k)l}x\left(1 + k - \frac{kx}{l}\right), \quad \text{pentru } x \leqslant \frac{l}{2}. \quad (24)$$

În cazul cînd se admite, în mod aproximativ, că, în prima formă de oscilaţie, săgeata dinamică este asemenea celei statice, rezultă pentru $x \leqslant \frac{l}{2}$:

$$u(x) = \frac{4\,u_{max}}{(2 + k)l}\,x\left(1 + k - \frac{k\,x}{l}\right). \quad (25)$$

Energia cinetică a sistemului în oscilaţie are în acest caz forma :

$$E_c = \frac{Q}{2g} \cdot \frac{\dot{u}^2_{max}}{2} + 2\int_0^{\frac{l}{2}} \frac{\rho}{2}\,\dot{u}^2(x)\,\mathrm{d}x. \quad (26)$$

Dacă se înlocuieşte în ecuaţia (26) expresia (25) şi se calculează integrala definitivă, se obţine :

$$E_c = \frac{(1 + K)\,Q\,\dot{u}^2_{max}}{2\,g}, \quad (27)$$

în care s-a notat pentru concizie :

$$K = \frac{k(8k^2 + 25k + 20)}{15(k + 2)^2} \quad (28)$$

Pe de altă parte, lungimea firului în timpul deformaţiei sale statice ($\cos\beta = 1$ deoarece punctele de fixare sînt la acelaşi nivel) este :

$$L_s = l + \frac{1}{2H_0^2}\int_0 T^2_{(x)}\,\mathrm{d}x$$

şi ţinîndu-se seamă de notaţiile introduse, rezultă :

$$L_s = l + \frac{Q^2}{24\,H_0^2}(k^2 + 3k + 3) = l\left(1 + \mu\frac{f^2_{st\ max}}{2}\right), \quad (29)$$

în care s-a notat cu :

$$\mu = \frac{8}{3} \cdot \frac{k^2 + 3k + 3}{k^2 + 4k + 4} \quad (30)$$

Lungimea firului în timpul deformaţiei dinamice, presupusă asemenea celei statice, va fi:

$$L_d = l\left(1 + \mu\frac{f_t^2}{l^2}\right), \quad (31)$$

în care μ are aceeaşi valoare dată de ecuaţia (30).

Rezultă deci că alungirea elastică a firului în regim dinamic, faţă de poziţia sa de echilibru static, este :

$$\Delta L = L_d - L_s = \frac{\mu}{l}(f_t^2 - f^2_{st\,\mathrm{max}}). \quad (32)$$

Cum din figura 2 se deduce că:

$$f_t = f_{st\,\max} - u_{\max},$$

rezultă prin înlocuire în relaţia (32):

$$\Delta L = \frac{\mu}{l}\left(u_{\max}^2 + 2f_{st\,max} \cdot u_{max}\right), \qquad (33)$$

în care $f_{st\,max}$ este constantă, iar săgeata dinamică:

$$u_{\max} = u_{\max}\,(t)$$

este o funcţie încă necunoscută.

Dar variaţia energiei potenţiale de deformaţie ΔW dintre poziţia de echilibru static şi poziţia de echilibru dinamic curentă este:

$$\Delta W = \frac{E\Omega\,(\Delta L)^2}{2L_s} \qquad (34)$$

Dacă în relaţia (34) se înlocuiesc ecuaţiile (33) şi (29), se obţine:

$$\Delta W = \frac{E\Omega\mu^2(u_{\max}^2 + 2f_{st\,\max} \cdot u_{\max})^2}{2l\,(l^2 + \mu f_{st\,\max}^2)} \qquad (35)$$

Ca urmare, energia totală a sistemului în oscilaţie are valoarea:

$$E_t = E_c + \Delta W \qquad (36)$$

sau înlocuind în relaţia (36) valorile din ecuaţiile (27) şi (35), se obţine:

$$E_t = \frac{(1+K)\,Q\,\dot{u}_{\max}^2}{2g} +$$

$$+ \frac{E\Omega\mu^2\,(u_{\max}^2 + 2f_{st\,\max}\,u_{max})^2}{2l(l^2 + \mu f_{st\,\max}^2)}\,. \qquad (37)$$

In ecuaţia (37) toate mărimile sînt constante în timp, cu excepţia funcţiei $u_{\max} = u_{\max}\,(t)$.

Dacă se scrie acum condiţia de conservare a energiei totale $E_t = 0$, rezultă după calcule simple:

$$E_t = u_{\max} + 2\theta^2\,(u_{\max}^2 + 3f_{st\,\max}\,u_{\max}^2 +$$

$$+ 2f_{st\,\max}^2\,u_{\max}) = 0, \qquad (38)$$

unde:

$$\theta^2 = \frac{2}{1+k} \cdot \frac{gE\Omega}{Ql\,(l^2 + \mu f_{st\,\max}^2)}\,. \qquad (39)$$

Ecuaţia (38) este o ecuaţie diferenţială neliniară. Dacă se face substituţia $\dot{u}_{\max} = v_v\,(t)$, în care v_v reprezintă viteza masei punctuale care oscilează în sens vertical, şi dacă se înmulţeşte ecuaţia (38) cu $du_{\max}$, rezultă:

$$v_v\,\mathrm{d}\,v_v = -\,2\theta^2\,(u_{\max}^3 + 3f_{st\,\max}\,u_{\max}^2 +$$

$$+ 2f_{st\,\max}^2\,u_{\max})\,\mathrm{d}u_{\max}$$

sau, prin integrare:

$$v_v^2 = -\,\theta^2\,u_{\max}^2\,(u_{\max} + 2f_{st\,\max})^2 + C, \qquad (40)$$

în care constanta de integrare C depinde de condiţiile iniţiale.

Mişcarea de oscilaţie a masei punctuale are un caracter periodic; semiperioada mişcării $\frac{\Gamma}{2}$ este egală cu intervalul de timp necesar masei pentru a se deplasa de la amplitudinea sa minimă (negativă) b la cea maximă (pozitibă) a. Dar întrucît:

$$\frac{\Gamma}{2} - \int_b^a \mathrm{d}t = \int_b^a \frac{\mathrm{d}u}{v_v},$$

rezultă:

$$\Gamma = 2\int_b^a \frac{\mathrm{d}u}{v_v} = 2\int_b^a \frac{\mathrm{d}u}{\sqrt{C - \theta^2\,u^2(u + 2f_{st\,\max})^2}} \qquad (41)$$

Integrala din ecuaţia (41) se poate calcula cu ajutorul tabelelor de integrare sau prin metode aproximative (de exemplu metoda Simpson).

◆

CZ 621.224.24

Contribuţii la studiul solicitărilor în camera spirală şi capacul turbinelor Francis de înaltă cădere

Ing. Iacob VOIA, ing. Iustin VANCU, ing. Klaus MANDL, ing. Viorel CÎMPIAN – ICPEHR – Reşiţa

Odată cu creşterea puterii unitare, a dimensiunilor şi căderii turbinelor Francis problemele asigurării rezistenţei şi dimensionării raţionale capătă o importanţă deosebită. În plus tendinţa de realizare a unor centrale hidroelectrice subterane pune în mod deosebit problema realizării unei siguranţe sporite, ţinînd cont că în aceste condiţii ruperea unui ansamblu din partea de scurgere provoacă scoaterea din funcţiune a centralei pe o perioadă îndelungată. Aceste considerente impun necesitatea efectuării de probe hidraulice pe ansamblele componente în cadrul uzinei constructoare la presiuni echivalente cu 1,5 ori căderea maximă. În stabilirea soluţiilor, avantaje esenţiale prezintă studiul solicitărilor pe modele, în laborator.

Prezenta lucrare tratează studiul experimental pe modele al solicitărilor în camera spirală şi capacul turbinelor Francis pentru căderi de cca. 500 m, în vederea stabilirii unor soluţii raţionale pentru centralele hidroelectrice în construcţie pe rîul Someş.

1. *Consideraţii asupra rezistenţei şi calculului camerei spirale şi capacului*

Forma spaţială complicată şi solicitarea complexă a camerelor spirale şi a capacelor constituie principalele obstacole în stabilirea unei metodici de calcul corespunzătoare. Aceste elemente au apărut în faţa constructorilor de turbine atunci cînd gabaritele au impus renunţarea la construcţiile turnate şi realizarea unor construcţii sudate sau combinate turnat-sudate. În acelaşi timp s-a impus realizarea de probe hidraulice în uzină sau pe şantier care să certifice siguranţa în funcţionarea maşinii. Aceste probe trebuie deci să determine solicitarea ansamblului peste solicitările maxime din funcţionare.

Metodele de calcul prezentate de literatură la această oră se bazează pe teoria vaselor cu pereţi subţiri în cazul camerelor spirale (1), (2), (3), (4), respectiv pe teoria plăcilor plane supuse la încovoiere (4) sau a plăcilor ortotrope (1) în cazul capacului. Toate metodicile de calcul datorită ipotezelor simplificatorii nu pot da certitudinea necesară proiectantului, mai ales că în unele cazuri ele dau valori în totală discordanţă. În aceste condiţii studiul experimental pe modele permite complectarea şi înlăturarea incertitudinilor calculelor.

În vederea realizării unor turbine Francis avînd în vedere căderi de cca. 500 m şi puteri de 85 000 kW în cadrul ICPEHR au fost întreprinse o serie de cercetări privind rezistenţa camerei spirale complet sudate şi capacului turbinei, care au cuprins:

— calculul de rezistenţă al camerei spirale după (1) şi (3).

— măsurători tensometrice ale eforturilor unitare pe un model din plexiglas executat în similitudinea geometrică $\lambda = 6$ faţă de camera spirală reală.

— calculul capacului turbinei după (1) şi (4).

— măsurători tensometrice ale eforturilor din capac pe un model metalic, executat în similitudine geometrică $\lambda = 5$ faţă de capacul real.

2. *Instalaţia experimentală*

Vederea de ansamblu a instalaţiilor experimentale rezultă din figura 1 şi 2.

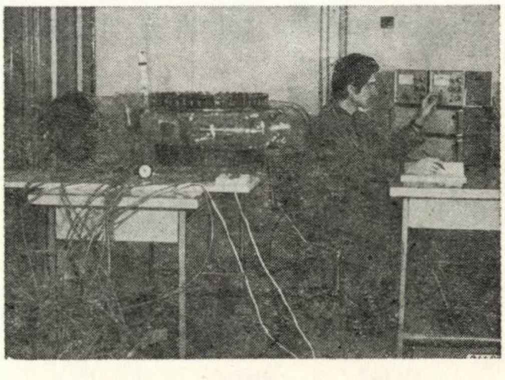


Fig. 1

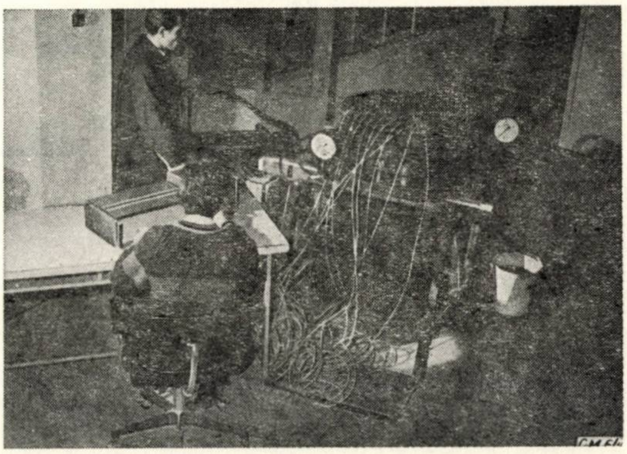


Fig. 2

Camera spirală prevăzută cu un dispozitiv special de închidere și etanșare a diametrului interior fără a introduce solicitări suplimentare, a fost încercată cu aer la presiuni progresive pînă la 1,3 daN/cm^2. De asemenea capacul turbinei a fost încercat utilizînd un dispozitiv care permite realizarea de presiuni diferite în zona aparatului director și în zona labirinților rotorului. Proba s-a realizat cu ulei de transformator, presiunile atingînd valorile din funcționarea turbinei.

S-au utilizat traductoare rezistive simple și rozete, compensarea realizîndu-se cu traductoare de același tip, lipite pe aceeași calitate de material în stare nesolicitată.

Aparatura a constat în două punți Philips PR 9307 și două aparate de echilibrare — comutare tip PR 2266—01.

Metoda de măsurare a fost cea a deviației sau punții dezechilibrate.

3. *Rezultatele experimentale*

Măsurările asupra camerei spirale din plexiglas s-au făcut determinînd solicitările pe conturul camerei în diferite secțiuni meridionale.

În vederea unei analize comparative s-au transpus rezultatele de la model la mașina reală pentru presiunea de 85 daN/cm^2 utilizînd relația :

$$\sigma_{natură} = \frac{p_{natură}}{p_{model}} \sigma_{model}$$

Pentru exemplificare sînt prezentate în figurile 3 a, b, c, d, variația eforturilor meridionale (în plan radial) și tangențiale pentru secțiuni circulare și ovale. Pentru comparație s-au prezentat de asemenea valorile obținute prin calcul, utilizînd metoda dată în (3). Din analiza acestor diagrame, precum și a diagramelor din restul secțiunilor cuprinzînd toată circumferința camerei, rezultă o concentrare accentuată a solicitărilor în zona de îmbinare cu statorul.

În scopul formării unei imagini de ansamblu se prezintă în figura 4 variația solicitărilor din zona de îmbinare cu statorul. Se constată o scădere a valorii eforturilor unitare o dată cu micșorarea secțiunii camerei, valorile maxime fiind în secțiunea de intrare.

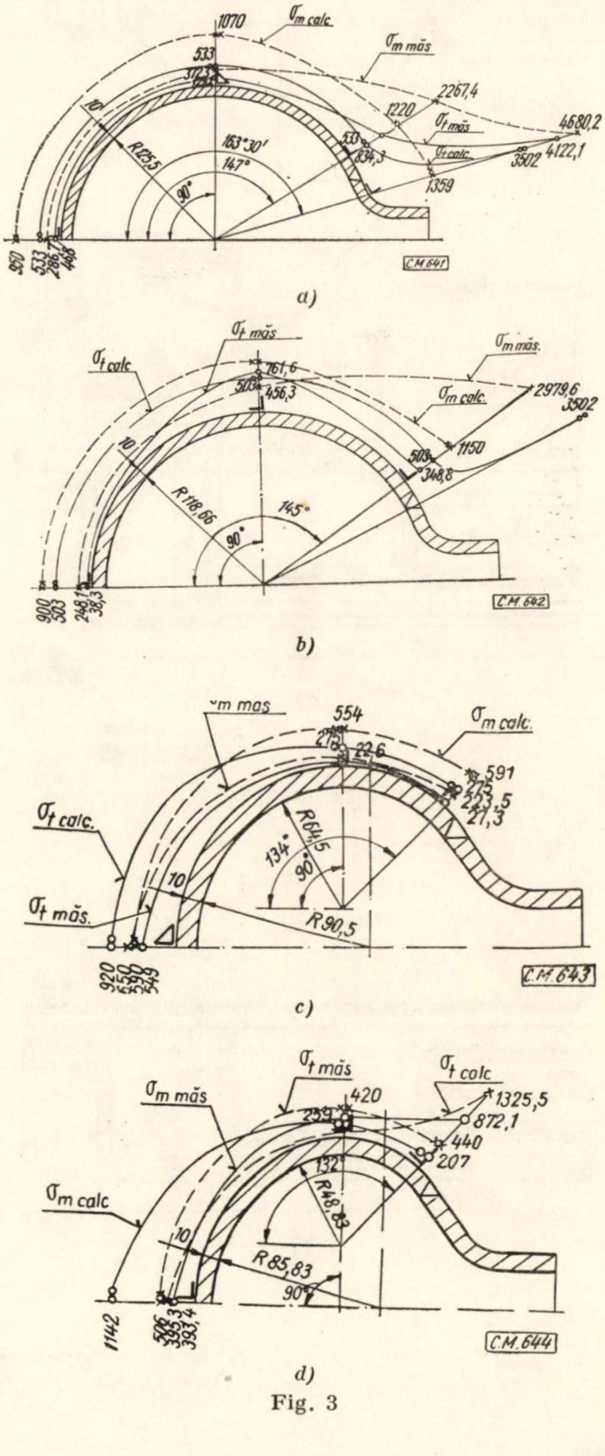
Compararea valorilor calculate cu cele măsurate arată :

σ_m — eforturile meridionale calculate depășesc relativ mult pe cele măsurate în zona circulară a camerei, pentru ca în zona de îmbinare cu statorul să scadă sub cele măsurate;

— același aspect, deși mai puțin pronunțat, rezultă și în cazul eforturilor unitare tangențiale (σ_t).

În ceea ce privește eforturile maxime, în zona de intrare ele depășesc pe cele admisibile, ceea ce impune adaptarea unor măsuri constructive adecvate ca : extinderea nervurării statorului peste zona de îmbinare a virolelor, prelungirea coloanelor stator în zona camerei spirale, realizarea unor construcții combinate turnat-sudate (statorul turnat, virolele sudate).

Măsurătorile asupra capacului s-au efectuat urmărind solicitările aparatului director, și labirinților. În figurile 5 *a* și 5 *b* se prezintă



1070
$\sigma_{m\,calc}$
$\sigma_{m\,măs}$
533
372,3
2267,4
1220
$\sigma_{t\,măs}$
4680,2
10
R125,5
163°30'
147°
533
834,3
$\sigma_{t\,calc.}$
3502
4122,1
1359
90°
950
533
286,7
46,8
C.M.641
$\sigma_{t\,măs}$
$\sigma_{t\,calc}$
$\sigma_{m\,măs.}$
761,6
503
456,3
$\sigma_{m\,calc.}$
2979,6
3502
10
1150
503
348,8
R118,66
145°
90°
900
503
248,1
38,3
C.M.642
$\sigma_{m\,măs}$
554
$\sigma_{m\,calc.}$
275
22,6
591
275
223,5
27,3
$\sigma_{t\,calc.}$
R64,5
134°
90°
10
$\sigma_{t\,măs.}$
R90,5
920
650
590
549
C.M.643
$\sigma_{t\,măs}$
$\sigma_{t\,calc}$
$\sigma_{m\,măs}$
420
259
1325,5
872,1
440
207
132°
R48,83
$\sigma_{m\,calc}$
10
R85,83
90°
1142
506
395,3
393,4
C.M.644

a)

b)

c)

d)

Fig. 3

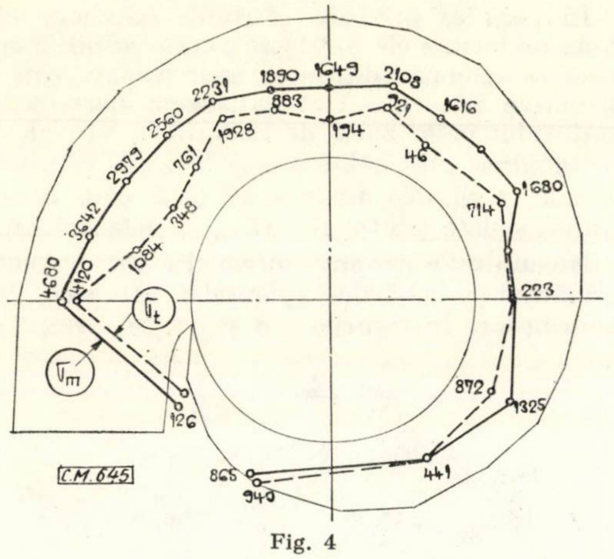
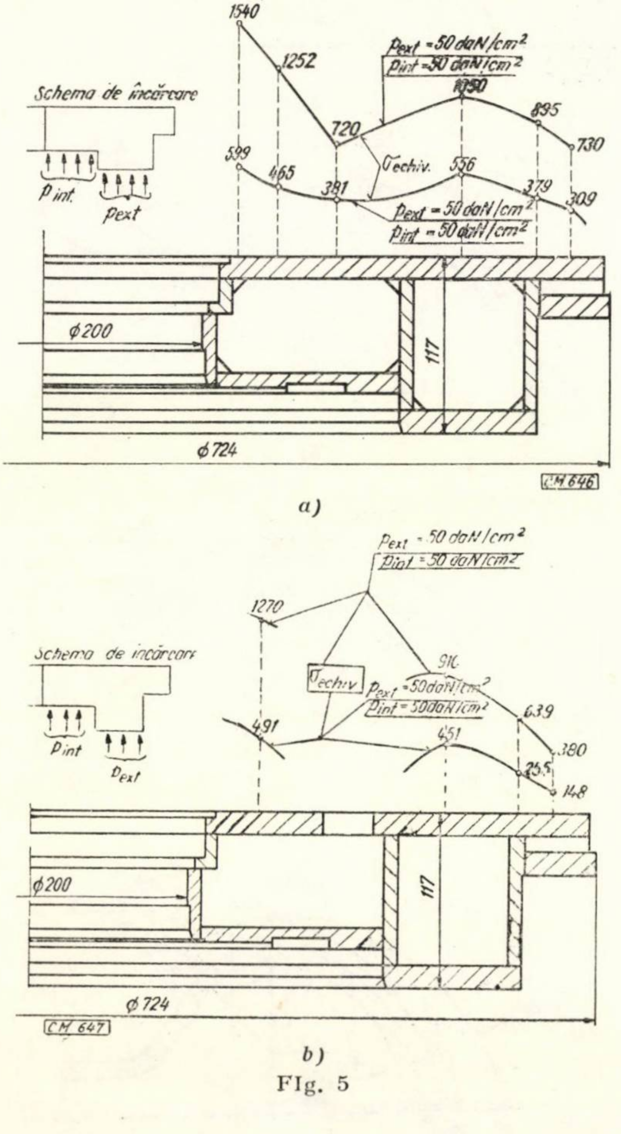


Fig. 4



a)

b)

Fig. 5

variaţia solicitărilor echivalente *a* — solicitările în secţiunea plină; *b* — în secţiunea cu decupări dreptunghiulare) (după teoria energiei de deformaţie) în lungul razei.

Sînt prezentate două cazuri şi anume:

— funcţionarea normală a labirintului $P_{ext} = 50$ daN/cm² $P_{int} = 5$ daN/cm².

— un caz ipotetic, limită cînd tot capacul este supus unei presiuni de 50 daN/cm².

Aşa cum rezultă din măsurări, capacul a fost dimensionat corespunzător, solicitările maxime fiind admisibile pentru ecuaţia din oţel obişnuit. În ceea ce priveşte influenţa etanşării labirintului, ea este apreciabilă, în sensul că în cazul ruperii labirintului solicitările se pot dubla faţă de cele din funcţionarea normală.

4. *Concluzii*

Din datele prezentate şi analizate în lucrarea de faţă se desprind următoarele:

— Realizarea camerelor spirale în construcţie sudată pentru turbinele Francis de înaltă cădere impun analiza amănunţită a rezistenţei. Metodele de calcul cunoscute din literatură la această dată sînt încă deficitare, ceea ce necesită completarea lor cu studiul pe modele şi pe maşinile reale. Soluţiile constructive trebuie să ducă la mărirea rezistenţei în zona de îmbinare cu statorul şi în secţiunea de intrare în cameră.

— În ceea ce priveşte capacul turbinei, solicitările depind esenţial de etanşarea labirinţilor, iar în scopul realizării unor soluţii constructive sigure şi economice este necesară verificarea experimentală a solicitărilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aronson, I.A.* ş.a.: „Rescet na procinosti detalei ghidroturbin". 1965, Moscova — Leningrad Maşghiz.

[2] *Bovet, Th.*: „Calcul de la résistance mécanique des bâches spirales de turbines Francis a haute chute". Informations Techniques Charmilles Nr. 7.

[3] *Jmudi, A.E.*: „Rasciot na procinosti metallicescoi spiralnoi cameri ghidroturbinî". In: „Sbornik Sîzranscogozov Ghidroturbostroienie". Moscova, Maşghiz, 1956.

[4] *Covalev, N.E.*: „Ghidroturbinî". Maşghiz. Moscova — Leningrad 1961.

[5] *Buzdugan, G., Blumenfeld, M.*: „Tensometria electrică rezistivă". Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

* * *

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI

Noi produse

SEMIREMORCA BASCULANTĂ SB–10 ÎN FABRICAŢIE DE SERIE LA UZINA MECANICĂ DIN MÎRŞA

Preocupată de realizarea unor produse cu indici tot mai ridicaţi de funcţionalitate, Uzina mecanică din Mîrşa a început, încă din cursul anului trecut, fabricarea unei semiremorci basculante ai cărei parametri tehnici şi economici sînt cu mult superiori semiremorcii SRP—10. Notăm dintre aceştia volumul şi marea capacitate de transport, manevrabilitatea ridicată, precum şi reducerea la maximum a timpului de staţionare ca urmare a automatizării operaţiilor de încărcare-descărcare a materialelor cu granulaţie mică sau mijlocie, cum sînt produsele de carieră şi balastieră, a diferitelor minereuri, a materialelor de construcţie, a produselor agricole etc. Constructiv, această remorcă, care lucrează în autotren cu autotractoarele 18 TBR-IS şi 18 TBR—2S, se compune dintr-un şasiu construcţie sudată din profile laminate şi profile îndoite din tablă, din două bene elastice executate din profile laminate, tablă ambutisată şi profile îndoite din tablă sudate, o axă de rulare fabricată din ţeavă cu roţi duble şi suspensie cu două arcuri lamelare principale şi două arcuri lemelare suplimentare. În timpul rulajului cele două bene se reazimă pe şasiu prin intermediul a opt tampoane placă de cauciuc, iar la basculare în cîte două puncte, fiecare pe suporţii de basculare. Instalaţia de frînare este pneumatică, cu o singură conductă, cu circuit indirect, alimentată de la circuitul de aer al autotractorului. Presiunea ei de lucru este de 5,3 kgf/cm^2 şi minimum 4,5 kgf/cm^2. Comanda instalaţiei de frînare se face de la pedala de frînă a autotractorului.

Bascularea benelor se execută hidraulic, pe două părţi — lateral stînga şi dreapta — cu acţionare de la cutia de viteze a autotractorului, prin intermediul prizei de putere, al pompei, al conductelor de legătură şi al celor două ridicătoare telescopice cu trei trepte. Comanda instalaţiei de basculare se face şi ea tot din cabina autotractorului.

Semiremorca SB-10 este echipată cu o instalaţie electrică care corespunde normelor internaţionale de circulaţie pe drumurile publice şi dispune de lămpi tricompartimentate care asigură luminile de poziţie, semnalizarea intermitentă pentru direcţie, luminile de ,,stop'' şi iluminarea numărului de circulaţie.

Pentru a putea staţiona în stare decuplată, semiremorca SB-10 este prevăzută cu două picioare de sprijin telescopice, acţionate mecanic prin intermediul unei manivele; de asemenea, cu o frînă de mînă mecanică fixată în spatele semiremorcii.

Dintre caracteristicile tehnice ale acestui nou produs de performanţă al Uzinei mecanice din Mîrşa amintim greutatea totală a autotrenului 16700 kg şi greutatea proprie a autotractorului 3200 kg, greutatea proprie a semiremorcii 3500 kg; greutatea admisă pe axa semiremorcii 7500 kg; greutatea maximă pe şaua autotractorului 6000 kg; suprafaţa de încărcare $2 \times 9{,}54\ m^2 = 19{,}08\ m^2$; volumul util $2 \times 5{,}05\ m^3 = 10{,}10\ m^3$; încărcătura admisă în benă maximum 5000 kg; lungimea convoiului 12025 mm; lăţimea 2460 mm; înălţimea autotrenului 2200 mm; ecartamentul roţilor 1750 mm; unghiul maxim de basculare 47°; raza de viraj exterioară 8,5 m; viteza maximă cu încărcătura completă de 70 kg/oră.

K.E.

INSTALAŢIA DE FORAJ GEOLOGIC SG–75 ÎN FABRICAŢIA DE SERIE

Introducerea în fabricaţia curentă a unor noi tipuri de utilaje de mare performanţă, destinate prospecţiunilor geologice prin foraj şi carotaj mecanic, se înscrie, şi în acest an, printre preocupările majore ale Uzinei de Utilaj petrolier din Tîrgovişte. Aşa se face că în completarea gamei instalaţiilor SG, care cuprindea pînă acum tipurile SG—150 SG—300, SG—650 şi SG—1200, uzina din Tîrgovişte a asimilat fabricaţia instalaţiei SG—75 utilizabilă în galerii miniere, cariere, baraje, terasamente etc. În vederea folosirii ei în cele mai diferite situaţii şi locuri de muncă, Institutul de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier din Bucureşti a proiectat şi această instalaţie în mai multe variante, în funcţie de modul acţionării şi al forajului. Astfel:

— în prima variantă (SG—75E) instalaţia dispune de acţionare electrică şi este destinată forajului rotativ-hidraulic;

— a doua variantă (SG—75T) are acţionare termică şi forează tot prin sistem rotativ-hidraulic;

— instalaţia SG—75P cu acţionare pneumatică este destinată forajului rotativ-hidraulic;

— varianta SG—75 PS este destinată forajului rotativ cu aer şi are acţionare pneumatică; iar ultima variantă, a cincea,

— instalaţia SG—75 TJ dispune de acţionare termică şi forează prin sistemul cu aer.

Constructiv, aceste variante sînt concepute pe baza a două scheme cinematice, întocmite în funcţie de modul de realizare a turaţiilor la capul rotativ.

Prima dintre scheme este proprie instalaţiilor care au la capul rotativ turaţiile 1250 rot/min şi 600 rot/min şi sînt destinate forajului rotativ hidraulic, cu pompă de noroi, respectiv instalaţiile SG—75 E, SG—75 T şi SG—75 P. Antrenarea lor se face de un motor electric, termic sau pneumatic, de 6 CP, 7,5 CP şi, respectiv, 10,5 CP prin intermediul unui cuplaj de legătură — pentru varianta electrică sau pneumatică — sau printr-un ambreiaj cu disc plasat între motorul termic şi cutia de viteze cu două trepte de reducere. Axul de ieşire al cutiei de viteze este flanşat la capul rotativ. Pompa de noroi este antrenată de la un ax al cutiei de viteze prin intermediul unei transmisii cu două curele trapezoidale înguste.

Cea de a doua schemă este specifică instalaţiilor cu o singură treaptă de turaţie la capul rotativ — 200 rot/min — şi anume instalaţiilor SG—75 PJ şi SG—75 TJ. Antrenarea lor se face de un motor pneumatic sau termic, de 10,5 CP respectiv 6 CP, prin intermediul unui cuplaj de legătură pentru varianta pneumatică, sau printr-un ambreiaj cu disc dispus între motorul termic şi reductorul de turaţie. Din punct de vedere al schemei cinematice şi al concepţiei, capul rotativ este acelaşi pentru toate variantele, dar necesită schimbarea fusului şi a piuliţei după modul de realizare a turaţiilor. În ansamblu, el se prezintă ca o construcţie închisă, fiind alcătuit pe baza transmisiilor cu şurub diferenţial.

Instalaţiile SG—75 destinate forajului de suprafaţă sînt montate pe o sanie, iar cele pentru lucrul în subteran sînt fixate pe tensoare cu posibilităţi de reglare de la 2 200 mm la 1975 mm. În completare, ele sînt echipate cu manifolduri, cap de injecţie hidraulic şi pneumatic, cutie de captare şi baracă.

Caracteristici tehnice principale:

● adîncimea nominală de foraj cu prăjini:
RW — 27,89 mm şi coroane max. 36 mm 75 mm
EW — 35 mm şi coroane max. 48 mm 50 m

- diametrul de foraj maxim iniţial/minim final 50/30 mm
- unghiul de foraj 0—360°
- momentul maxim la capul rotativ 40 kgf
- apăsarea maximă pe coroană 650 kgf
- turaţiile la capul rotativ pentru instalaţiile:
  SG—75 T, SG—75 E şi SG—75 T 1250 rot/min şi 600 rot/min
  SG—75 TJ şi SG—75 PJ 200 rot/min
- viteza de avans în funcţie de turaţiile capului rotativ:
  18,18 m/oră la 1200 rot/min
  11,63 m/oră la 200 rot/min
  8,65 m/oră la 600 rot/min.

Instalaţia de foraj geologic SG—75 se remarcă, în afara acestor caracteristici superioare, şi printr-un înalt grad de tipizare. *E.K.*

CARGOUL DE MĂRFURI GENERALE „DOLJ" ÎN FABRICAŢIA DE SERIE

Intrat în dotarea flotei noastre maritime comerciale în cursul verii trecute, cargoul de mărfuri generale „Dolj" reprezintă prima unitate din seria celor zece nave cu tonaj de 6100/8700 tdw pe care Şantierul naval din Galaţi a început să le execute în conformitate cu regulile registrului francez de clasificare „Bureau Veritas", în scopul obţinerii clasei I.L.1.1. Glace III E. De tip „shelterdeaker", cargoul „Dolj" dispune de două punţi şi patru magazii cu o capacitate totală pentru mărfurile generale de 11 067 m^3, sau de 11 980 m^3 pentru mărfurile în vrac. Absenţa pontierelor permite stivuirea mărfurilor în cele mai bune condiţii. Ventilaţia magaziilor se realizează cu ajutorul a cîte două electroventilatoare axiale cu capacitatea de 5 600—10 000 m^3/oră. Pentru deservirea acestor magazii, la bordul navei sînt instalate patru macarale cu sarcina de 5 tf, acţionate electric. Ele sînt în aşa fel amplasate încît fiecare magazie poate fi deservită de cîte două macarale.

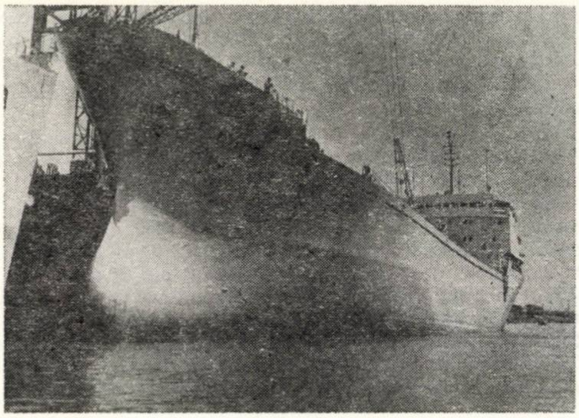


Fig. 1

Sistemul de construcţie a acestui tip de cargou este mixt: fundul, dublul fund şi puntea principală sînt construite în sistem longitudinal, iar restul în sistem transversal. Corpul întregii nave este în execuţie complet sudată. El are lungimea maximă de 138,86 m, lungimea între perpendiculare 121,00 m, lăţimea la secţiunea maestră 17,70 m şi înălţimea de construcţie la secţiunea maestră de 10,20 m.

Cargoul „Dolj", care s-a întors de curînd din prima sa cursă întreprinsă în Extremul Orient, are amenajate spaţii de locuit şi de dormit pentru 36 persoane, un grup medical, saloane şi timonerie prevăzute cu aer condiţionat. Încălzirea, răcirea şi menţinerea umidităţii aerului se realizează printr-o centrală de aclimatizare automată care asigură o temperatură interioară de +20° C la o temperatură exterioară de —25° C, iar în cursul verii scăderea temperaturii cu 5—7° C la o temperatură de +35° C. În acest fel cargourile de 6 100/8 700 tdw pot naviga atît în apele tropicale, cît şi în regiunile nordice, în apele cu gheaţă spartă. Cu alte cuvinte şi posibilităţile de navigaţie ale acestui cargou sînt nelimitate.

Cargoul este echipat cu un motor principal de propulsie tip Sulzer 5RD 68, în doi timpi cu simplu efect, cu cap de cruce, reversibil, cu alezajul de 680 mm şi chiulasa 1 250 mm, a cărui putere este de 6 100 CP la 150 rot/min. Motorul poate fi alimentat şi cu combustibil greu. Curentul electric este furnizat la bord de trei generatoare de curent alternativ, antrenate direct de motoare diesel în patru timpi, fiecare a cîte 300 CP la 500 rot/min. În vederea aprovizionării cu aer comprimat, nava dispune de două electrocompresoare de 132 m^3/oră la 30 kg/cm^2, cu funcţionare automată şi cu un compresor auxiliar de 25 m^3/oră la 30 kg/cm^2. Necesarul de abur este asigurat de o caldarină verticală cu arzător cu o capacitate de 1 100 kg/oră abur, la presiunea de 5 kg/cm^2 şi de o alta recuperatoare de 600/kg/oră abur la 5 kg/cm^2. Ambele caldarine funcţionează automat, fie în paralel, fie separat.

În dotarea acestei nave, care dezvoltă viteza, la probe, de 16 noduri (la pescajul de 6,60 m şi 95% BHP) şi are raza de acţiune de 800 mile, constructorii gălăţeni — care armează încă două asemenea nave, lansate la apă toamna trecută — folosesc echipamente şi utilaje de calitate ireproşabilă şi de cea mai modernă concepţie. *E.K.*

NOILE TEHNOLOGII DE CĂLIRE ÎN FABRICAŢIA LANŢURILOR PENTRU PETROLIER

În procesul de fabricaţie a lanţurilor pentru utilajul petrolier, uzina „Independenţa" — Sibiu are dificultăţi la tratamentul termic al bolţurilor şi în special al bolţurilor lungi, cu dimensiuni ∅11 × 400 mm destinate lanţurilor octuplex (cu opt rînduri de zale).

Aceste piese se confecţionează din oţel 50 VC11 sau din oţeluri din import echivalente, iar condiţiile tehnice prevăd valori de duritate 48 ... 52 HRC, şi săgeata maximă de deformare de 0,45 mm. Principalele deficienţe care apar la tratamentul de călire şi revenire sînt legate de deformarea bolţurilor şi de fragilitate rezultate după călire şi revenire; pentru obţinerea valorilor de duritate impuse, operaţia de revenire se efectuează la temperaturi mai mici decît cele corespunzătoare îmbunătăţirii acestei mărci de oţel. Datorită durităţii şi fragilităţii mari, bolţurile deformate crapă, fie la operaţia de redresare, fie la montarea laţului. În scopul înlăturării acestor deficienţe, s-au experimentat la I.C.T.C.M. cîteva procedee noi de călire în medii calde, şi anume: călirea izotermă (bainitică); călirea bainito-martensitică; călirea martensito-bainitică.

Călirea izotermă s-a efectuat în domeniul bainitei inferioare, şi anume la temperaturile de transformare izotermă corespunzătoare durităţii de 48—52 HRC, stabilite pe baza diagramelor TTT ale mărcii de oţel 50 VC11.

Călirea bainito-martensitică s-a efectuat în scopul obţinerii izoterme a unei proporţii de 10 ... 15% bainită inferioară într-o masă predominantă de martensită. Cercetări asupra acestui tratament [1] au arătat că obţinerea unei proporţii de 10 ... 15% de bainită inferioară, prealabilă transformării martensitice, măreşte stabilitatea la revenire şi îmbunătăţeşte proprietăţile mecanice.

Călirea martensito-bainitică s-a efectuat prin răcirea iniţială sub M_s, la diferite temperaturi şi obţinerea unor transformări martensitice parţiale, urmată de transformarea izotermă bainitică a austenitei, netransformate, într-un mediu cu temperatura de peste M_s, temperatură la care are loc şi revenirea martensitei formate iniţial.

Criterii de stabilire a condiţiilor de experimentare

Condiţiile de lucru necesare realizării procedeelor de tratament termic menţionate s-au stabilit pe baza analizei diagramelor de transformare a două mărci de oţeluri echivalente cu 50 VC11, şi anume 50 HFA şi 50 CrV4. In figura 1 (a, b) sînt redate două diagrame TTT izoterme ale oţelului 50 HFA [2], iar în figura 1 c, d, diagramele TTT ale oţelului 50 CrV4 [3].

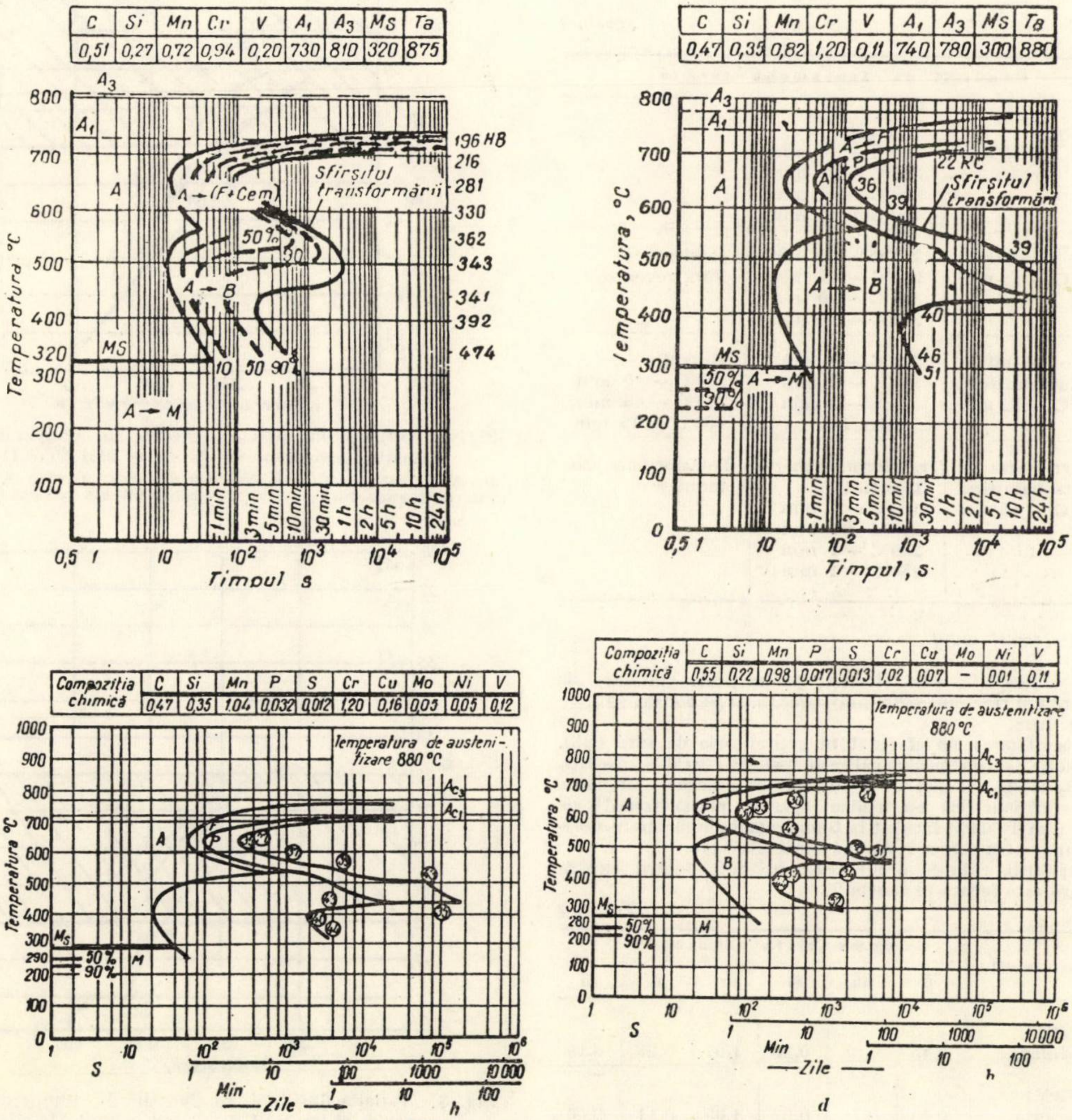


Fig. 1. Diagrama TTT ale oţelurilor echivalente cu 50 VC11: *a, b*–oţel 50 HFA (2): *c, d*–oţel 50CrVa (3).

Din analiza comparativă a diagramelor se constată următoarele:

— temperatura M_s este influenţată de variaţiile compoziţiei chimice a oţelului în limitele mărcii, fiind situată între 320° C (fig. 1, a) şi 280° C (fig. 1, d);

— temperatura corespunzătoare cotului perlitic nu diferă sensibil de la o şarjă la alta (630 ... 650° C); influenţa factorilor de şarjă (puritate, compoziţie chimică, omogenitate, granulaţie austenitică etc.), se manifestă puternic asupra perioadei de incubaţie, care variază de la 10 s (fig. 1, a) la 60 s (fig. 1, d);

— perioada minimă de incubaţie în domeniul bainitic este mai puţin influenţată de factorii de şarjă, fiind cuprinsă între 10 şi 20 s;

— temperatura de transformare izotermă corespunzătoare valorilor de 48 ... 52 HRC este de 300° C, iar durata transformării izoterme la această temperatură, nu depăşeşte 30 min (fig. 1, a–15 min, 1, b – 17 min, 1, d – 25 min) cu excepţia oţelului din figura 1, c (50 min);

— durata de menţinere izotermă la 280° C corespunzătoare formării unei proporţii de 10–15% bainită este de aproximativ 1–2 min;

— proporţia de martensită formată în intervalul Ms–Mf este de 50% la 250 ... 230° C şi de 90% la 230 ... 200° C.

Din analiza comparativă a diagramelor de transformare izotermă a oţelurilor echivalente cu 50 VC11 se desprinde următoarea concluzie:

— variaţiile diagramelor TTT ale oţelului 50 VC11, sub influenţa factorilor de şarjă, care se manifestă în principal asupra calibilităţii (poziţia cotului bainitic), poziţiei intervalului de transformare martensitică, duratei transformării izoterme bainitice etc., permit, totuşi, stabilirea unor condiţii comune şi acoperitoare oricăror variaţii.

În acest sens, la stabilirea programului de experimentare a procedeelor de tratament termic propuse, s-au luat în considerare punctul M cel mai scăzut, durata cea mai mare de transformare izotermă bainitică şi temperatura corespunzătoare valorii medii de duritate (50 HRC) etc.

Condiţiile de experimentare sînt redate în tabela 1.

Tabela 1

Condiţii de tratament termic		
Călire 860°C — 15 min ulei	Revenire 300°C — 45 min 350°C — 45 min 400°C — 45 min 450°C — 45 min	
Călire izotermă 880°C — 15 min	280°C — 30 min 300°C — 25 min 330°C — 20 min 350°C — 20 min	Răcire aer Fără revenire
Călire bainito-martensitică 880°C — 15 min	280°C — 1 min — 2 min — 3 min răcire aer	Revenire 300°C — 45 min 350°C — 45 min 400°C — 45 min
Călire martensito-bainitică 870°C — 15 min	Transformare martensitică 150°C — 1 min 200°C — 1 min 230°C — 1 min 250°C — 1 min	Transformare izotermă

Materiale şi utilaj

Experimentările s-au efectuat pe epruvete standard de rezistenţă şi tracţiune (Ø6 mm), precum şi pe bolţuri Ø11 × × 400 mm.

Austenitizarea s-a efectuat în cuptor baie de sare (BS), iar mediile utilizate pentru călire au fost SR 140 (50 % $NaNO_3$ + 50 % KNO_2) şi ulei TT 5004. Pentru procedeul de călire martensito-bainitică s-a utilizat, pentru prima treaptă de răcire, ulei TT 5004 încălzit la temperaturile indicate în tabela 1, iar pentru călirea izotermă sarea SR–140.

Compoziţia chimică a oţelurilor utilizate pentru experimentare este redată în tabela 2.

Tabela 2

Marca Oţelului	Compoziţia chimică %					
	C	Mn	Si	Cr	V	Ni
50VC11 (indigen)	0,45	0,88	0,28	1,07	0,28	0,16
50CrV4 (import)	0,55	0,75	0,23	1,05	0,11	0,06

Rezultate

Rezultatele tratamentelor termice experimentate s-au verificat prin măsurări de duritate, încercări mecanice de rupere la tracţiune şi şoc (rezilienţe), precum şi prin măsurarea deformării bolţurilor după tratament termic.

Duritate şi rezistenţă

Durităţile obţinute în condiţiile de tratament termic specificate în tabela 1 sînt prezentate sintetic în figura 3 şi 4. Zona haşurată reprezintă domeniul de durităţi impuse.

La oţelul 50 VC11 (fig. 2) duritatea obţinută după călire la ulei a fost 53 ... 54 RC, iar temperatura maximă de revenire 300° C. Ridicînd temperatura de revenire peste 300° C, duritatea scade sub limita admisă.

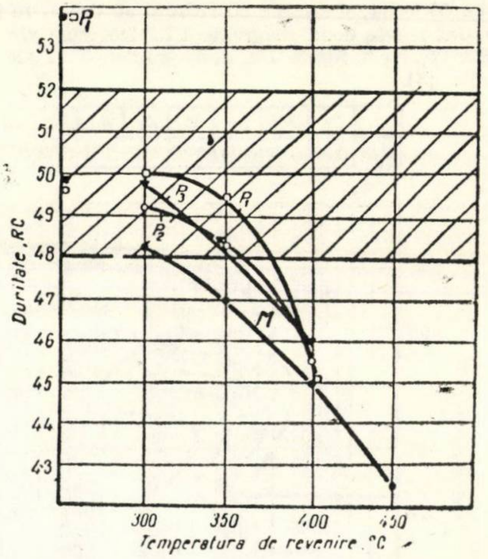


Fig. 2. Variaţia durităţii în funcţie de temperatura de revenire şi regimul de călire — oţel 50VC11:

M – călire ulei: P_1 – călire izotermă parţială 280°C–1 min: P_3 – călire izotermă parţială 280°C–2 min: P_2 – călire izotermă parţială 280°C–3 min.

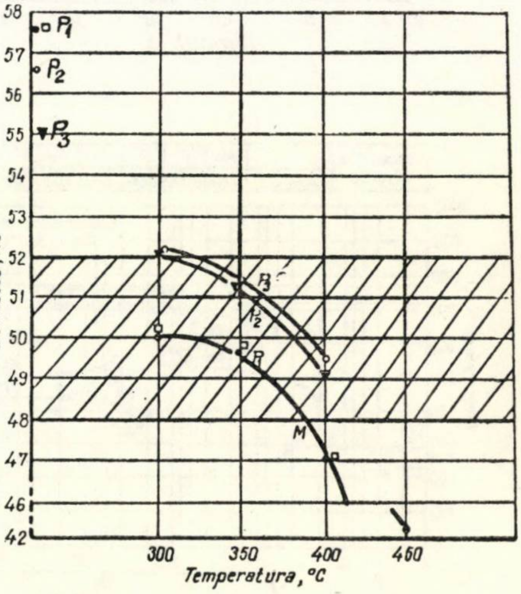


Fig. 3. Variaţia durităţii în funcţie de temperatura de revenire şi regimul de călire — oţel 50CrV4:

M – călire ulei: P_1 – călire izotermă parţială, 1 min; P_2 – călire izotermă parţială, 2 min; P_3 – călire izotermă parţială, 3 min.

Duritatea obţinută după călire izotermă parţială timp de 1 min la 280° C (curba P_1), fără revenire este similară cu cea obţinută, la călirea în ulei, ceea ce denotă pe de o parte, că viteza de răcire în baie de sare la 280° C acoperă viteza critică de răcire şi, pe de altă parte, că transformarea izotermă se produce într-o proporţie mică la durata de 1 minut. În acest regim de călire, durităţile după revenire în intervalul 300 ... 375° C se menţin cu două unităţi Rc mai mari faţă de călirea în ulei; temperatura maximă de revenire este în acest caz 375° C. Prelungirea duratei de menţinere izotermă la temperatura de 280° C timp de 2 ... 3 min. produce o transformare bainitică în proporţie mai mare; efectul de stabilitate a structurii la revenire se menţine şi în acest caz, dar temperatura de revenire este mai mică şi anume de 350° C (curbele P_2 şi P_3). Comportarea oţelului 50 CrV_4 (fig. 3) este similară însă atît durităţile obţinute după călirea în ulei, cît şi după călirea parţială bainitică au fost mai mari decît în cazul oţelului 50 VC11, datorită % C mai mare (v. tabela 2). De asemenea, călirea parţială timp de 1 min. la 280° C nu a avut efect asupra stabilităţii la revenire, datorită deplasării domeniului bainitic spre durate mai mari (v. fig. 1, c şi d). Ca şi în cazul oţelului anterior, în intervalul temperaturilor de revenire 300 ... 400° C, duritatea după călirea parţială la 280° C timp de 2 şi 3 min. (curbele P_2 şi P_3) se menţine cu două unităţi R_c peste duritatea obţinută la călirea în ulei. În tabela 3 sînt prezentate cîteva dintre rezultatele probelor de tracţiune din oţel 50 VC11, tratate termic prin cele două procedee; călire în ulei şi revenire şi călire la 280° C — 2 min. şi revenire.

Tabela 3

Rezistenţa de rupere la tracţiune daN/mm²

Temperatura de revenire, °C	Tratamentul termic	
	Călire ulei	Călire baie de sare 20°C–2 min
300	171	185
350	165	172

În cazul procentului de călire izotermă, duritatea depinde de temperatura de transformare izotermă şi compoziţia chimică a oţelului (în special 1 % C) (fig. 4). Domeniul temperaturilor de transformare izotermă comun ambelor oţeluri este 280 ... 300° C.

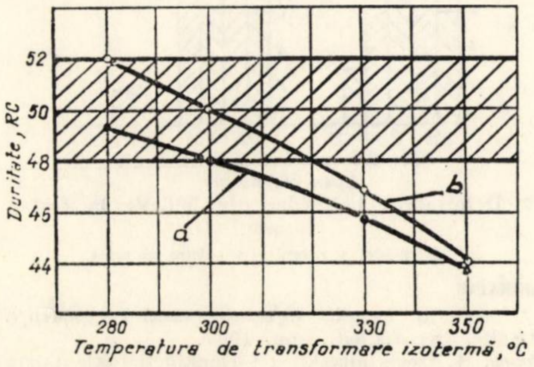


Fig. 4. Variaţia durităţii în funcţie de temperatura de transformare izotermă:

a–oţel 50VC11; b–oţel 50CrV4.

Rezilienţa

Pentru a aprecia efectul procedeelor de tratament termic experimentate, s-a corelat valorile durităţilor cu rezilienţa (fig. 5 — oţel 50 CrV4).

Se remarcă faptul că, indiferent de temperatura de revenire, prin procedeul de călire clasic nu se poate obţine asocierea proprietăţilor impuse; la valori de duritate corespunzătoare, rezilienţa este sub limită şi invers ($C + R$).

Procedeul de călire izotermă conferă cea mai bună rezilienţă, în domeniul de durităţi impuse (curba B).

Din curba A se observă efectul călirii martensito-bainitice asupra proprietăţilor; cu cît temperatura mediului de călire martensitică este mai mare şi deci proporţia de martensită este mai mică, cu atît valoarea rezistenţei este mai mare şi se apropie de cea obţinută prin călirea izotermă.

Tratamentul de călire izotermă parţială la 280°C–2...3 min are un efect mai favorabil asupra rezilienţei decît călirea clasică în ulei, comparîndu-le la aceeaşi duritate (curba $P + R$ faţă de $C + R$).

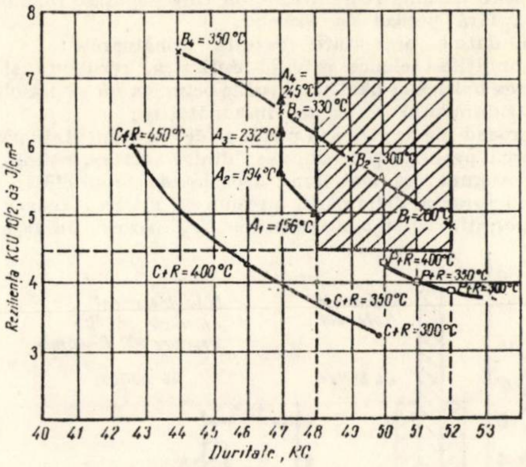


Fig. 5. Influenţa regimului de tratament termic asupra durităţii şi rezilienţei:

$C+R$–călire ulei şi revenire; B–călire izotermă; A–călire martensito-bainitică – temperatură de călire; $P+R$–călire izotermă parţială la 280C°–2 . . . 3 min şi revenire (P+R).

Experimentări de tratament termic pe bolţuri

Rezultatele obţinute pe epruvete s-au verificat pe bolţuri, efectuîndu-se experimentări de călire clasică şi revenire şi călire izotermă în şarje semiindustriale. În tabela 4 sînt prezentate valorile de duritate şi rezilienţă obţinute în cele două regimuri de tratament termic.

Tabela 4

Oţelul 50VC 11			Oţel 50CrV4		
Regimul de tratament termic	Rezilienţa daJ/cm²	HRC	Regimul de tratament termic	Rezilienţa daJ/cm	HRC
Călire în ulei + revenire 300°C– 45 min	3,97 4,23 4,29	49 49 48	Călire în ulei + revenire 340°C — 45 min	3,60 3,63 3,40	49 49 49
Călire izotermă 280°C-30 min	6,37 6,75 6,80	49 49 49	Călire izotermă 280°C-30 min	4,95 5,24 4,87	52 52 52

La valori de duritate comparabile sau mai mari, rezilienţa obţinută prin tratamentul de călire izotermă este cu 40 % mai mare în comparaţie cu călirea clasică în ulei şi revenire.

Deformarea bolţurilor la tratament termic

Deformarea bolţurilor la tratament termic s-a determinat prin măsurarea săgeţii maxime.

În figura 6 a, b şi în figura 7, (a, b) sînt prezentate histogramele deformării bolţurilor, la tratamentul clasic de călire în ulei (fig. 6, a şi 7, a) şi comparativ, călire izotermă (fig. 6 a şi 7, b).

Pornind de la aceleaşi valori ale săgeţii înainte de tratament termic, 50...57 % din bolţurile călite clasic s-au încadrat în toleranţa admisă (0.45 mm) şi 93 % din cele călite izoterm.

De asemenea, domeniul de variaţie a deformării bolţurilor călite clasic se extinde într-un interval mai mare. În plus, datorită tenacităţii deosebite pe care o au bolţurile călite izoterm, este posibilă redresarea celor care depășesc toleranțele admise fără pericol de fisurare.

Din datele prezentate, rezultă următoarele :

— condițiile tehnice privind duritatea, reziliența și deformarea bolțurilor pentru lanțurile octuplex nu se pot obține prin tratamentul clasic de îmbunătățire ;

— procedeele de călire în medii calde experimentate permit obținerea proprietăților impuse ; dintre acestea, călirea izotermă asigură cea mai bună asociere de proprietăți ;

— micșorarea deformării, precum și mărirea tenacității, care permit redresarea bolțurilor fără pericol de fisurare, justifică și mai mult înlocuirea tratamentului clasic de călire și revenire cu procedeul de călire izotermă.

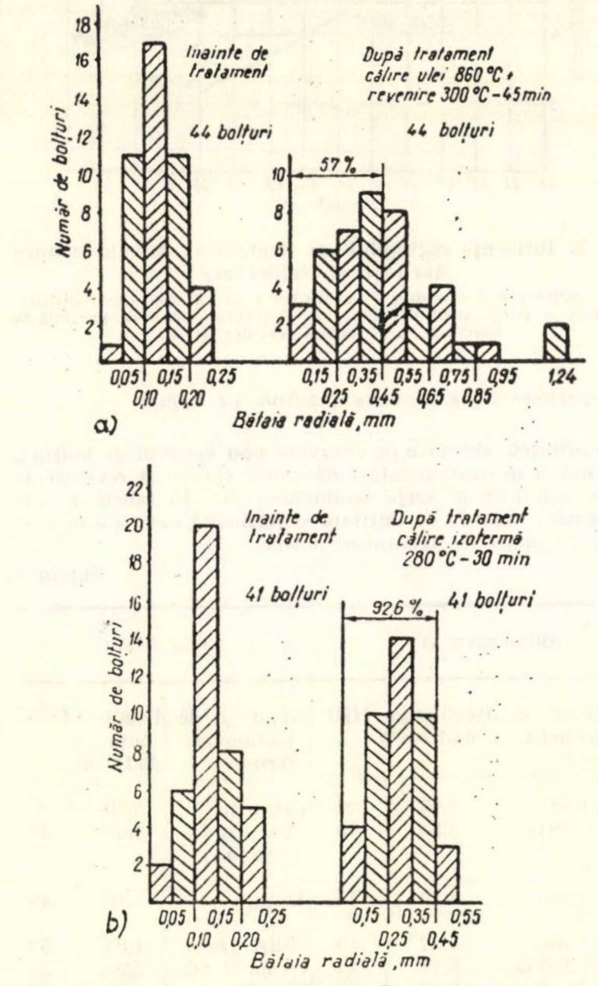


Fig. 6. Deformarea bolțurilor din oțel 50VC11 la tratament termic :

a—călire ulei + revenire : *b*—călire izotermă.

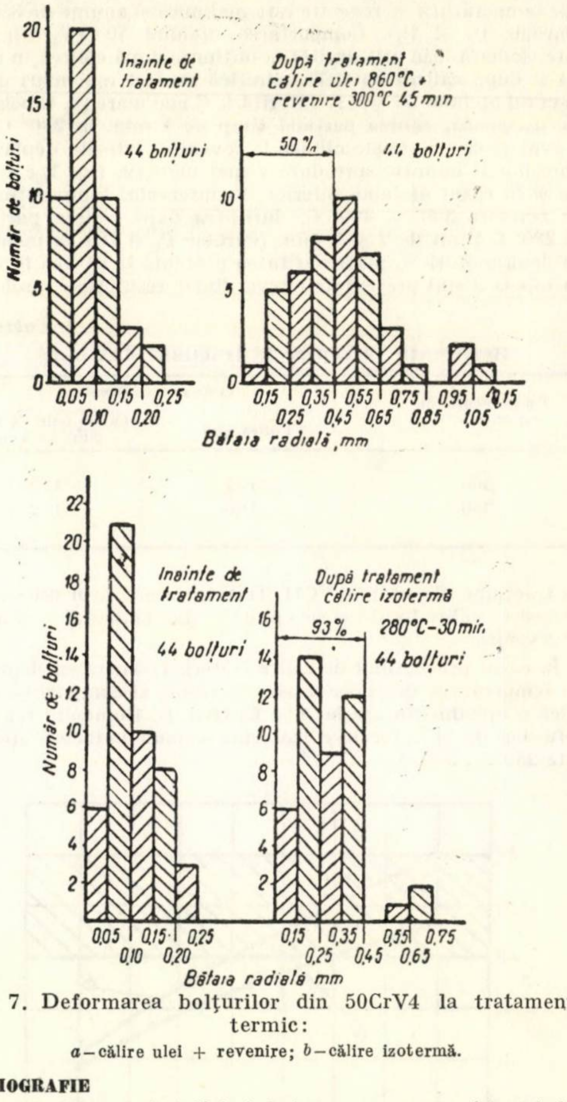


Fig. 7. Deformarea bolțurilor din 50CrV4 la tratament termic:

a—călire ulei + revenire; *b*—călire izotermă.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * *Efectul bainitei inferioare asupra rezistenței la revenire*, In: J.I.S.I., aug. 1967.

[2] *Popov, A*, Izotermiceskie i termokineticeskie diagramî. Moscova. Mașghiz, 1961.

[3] *Wever, E*, și *Rose, A.* Atlas zür wärmebehandlung der Stähle. Düsseldorf, 1961.

Ing. *A. Vasiloiu* — ICTCM

Invenții—Inovații

DISPOZITIV DE PORNIRE PENTRU MAȘINILE TEXTILE

Pornirea mașinilor textile, ca de exemplu a celor de filat, este o problemă deosebit de pretențioasă, trebuind să satisfacă, în general, condiția de creștere a vitezei de lucru în mod lin și progresiv, într-un interval de timp relativ mic.

Pentru îndeplinirea acestui deziderat, realizările pe plan mondial au conturat diferite soluții, ca : folosirea unor cuple centrifugale, motoare electrice de construcție adecvată, dotate cu dispozitive speciale, dispozitive mecanice etc.

Aceste sisteme prezintă anumite inconveniente, dintre care amintim : dificultăți în întreținerea cuplelor, care reclamă înlocuirea periodică a pulberii, vibrații intense în momentul pornirii mașinilor pînă la distribuirea uniformă a pulberii, construcții costisitoare în cazul motoarelor electrice, care nu fac parte din seriile unitare de fabricație, în toate cazurile, importante cheltuieli valutare.

În scopul obținerii unui dispozitiv de pornire corespunzător, la Întreprinderea ,,UNIREA"-Cluj s-a realizat, pe baza cercetărilor proprii,, un sistem de demaraj care evită neajunsurile amintite.

Descrierea sistemului

Prin legarea în serie a trei rezistențe ohmice ($r_1 = r_2 = r_3$), cu motorul electric al mașinii de filat, asincron, trifazic, cu rotorul în scurtcircuit (din seria unitară fabricată în țară), se obține o sarcină uniformă pe faze, la un cîmp învîrtitor circular. Prin aceasta, este posibilă momentului de pornire, corespunzător valorii rezistențelor ohmice.

În figura 1, este reprezentată schema-bloc a sistemului de pornire lină prin rezistență trifazică : e_1 — siguranță fuzibilă, calculată pentru curentul de pornire a motorului electric ;

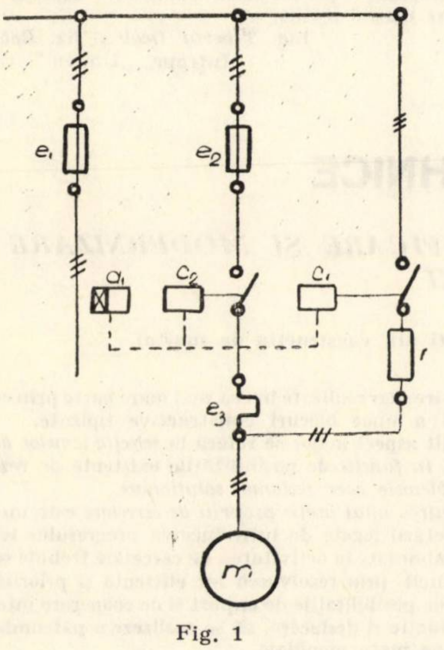


Fig. 1

e_2 — siguranță fuzibilă calculată pentru curentul nominal al motorului electric ; e_3 — bloc-relee termice pentru protecție la suprasarcină și antibifazică ; c_1 și c_2 — contactoare de comandă ; d_1 — releu de timp pentru scoaterea din circuit (după pornire) a rezistenței trifazice ; r — rezistența trifazică, măsurată în ohmi, și a cărei valoare este $r = r_1 + r_2 + r_3$; r_{1-3} — (rezistența pe fază, măsurată în ohmi).

Dimensionarea s-a efectuat pe baza cunoscutei relații :

$$r_{1-3} = k \frac{U}{I_n}$$

unde : U este tensiunea trifazică, măsurată în volți ; I_n — curentul nominal al motorului electric, în amperi ; k — coeficient ales în funcție de timpul de pornire necesar.

Motorul electric m, se alimentează prin rezistența trifazică r prin contactorul c_1, după timpul reglat (la releul de timp d_1) prin contactorul c_2 fiind alimentat direct din rețeaua trifazică. Cu ajutorul dispozitivului de pornire lină alcătuit din contactoarele c_1, c_2, rezistența trifazică r și releul de timp d_1, se obține o viteză progresivă la pornire, care asigură demarajul mașinii într-un interval de timp ce poate fi ales și reglat în funcție de necesitățile tehnologice textile.

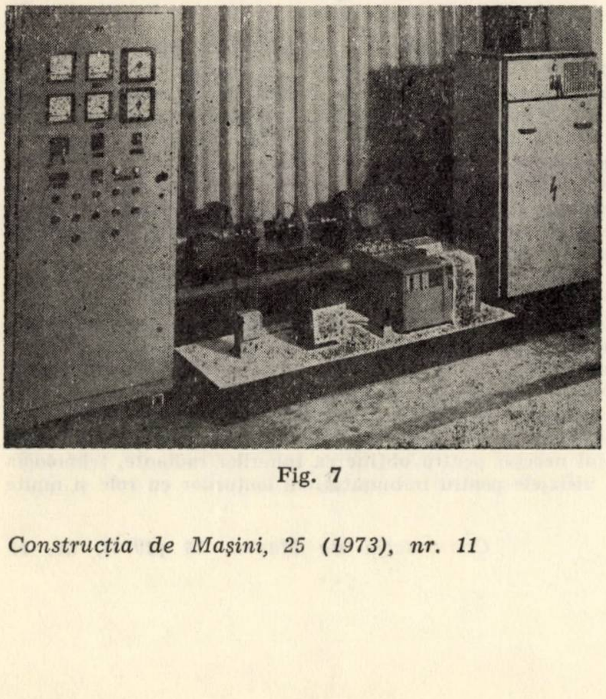


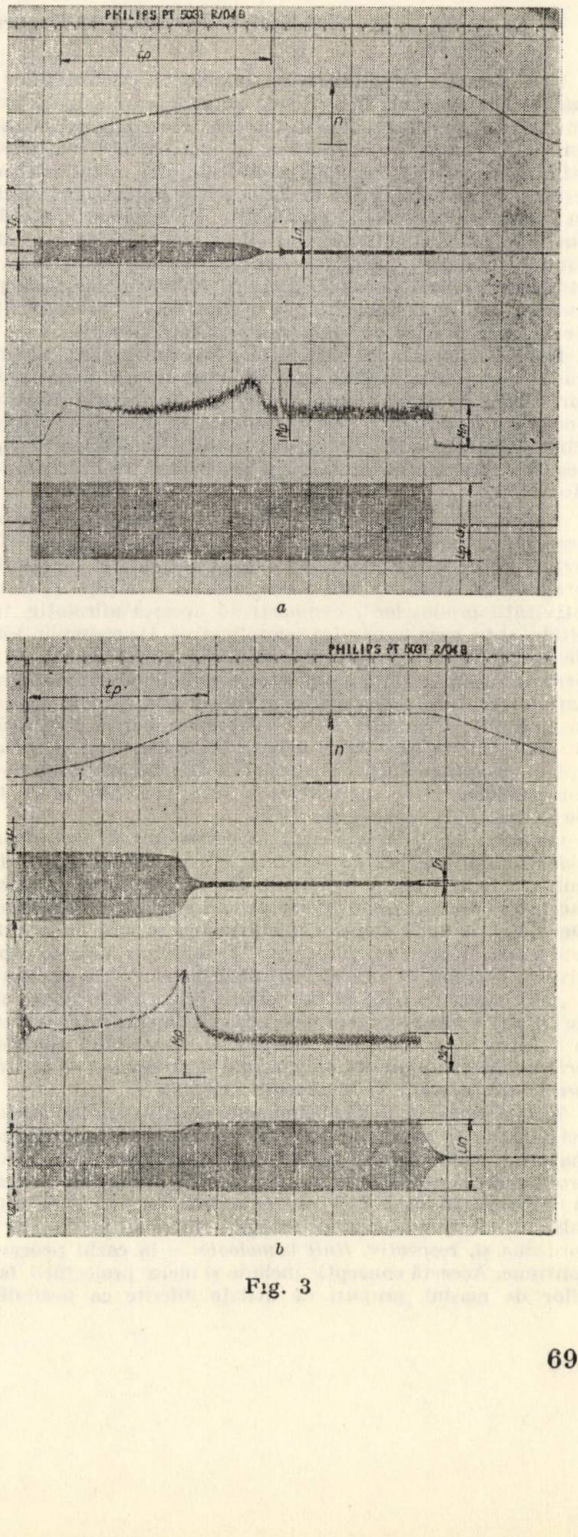
Fig. 7

Rezultatele obținute. Pentru compararea sistemului de pornire prin rezistență trifazică, cu cel de pornire prin cuplă centrifugală, s-au efectuat o serie de determinări în standul de probă al Întreprinderii „UNIREA"-Cluj, cu ajutorul aparaturii electronice de măsură și înregistrare corespunzătoare.

În figura 2, se prezintă montajul utilizat pentru măsurătorile făcute.

Dispozitivul descris s-a aplicat la mașinile de filat bumbac din fabricația curentă a întreprinderii, începînd cu trimestrul IV. 1972, înlocuindu-se cuplele centrifugale cu pulbere, utilizate pînă atunci.

În diagramele din figura 3, se prezintă, comparativ, înregistrarea timpului de pornire și oprire, turația, momentul la pornire și oprire, curentul la pornire și nominal și tensiunea pe bornele motorului la pornire prin cuplă centrifugală



a

b

Fig. 3

respectiv prin dispozitivul cu rezistenţă. 3a – valorile înregistrate în cazul pornirii maşinii de filat bumbac prin cuplă centrifugală ; 3b – valorile înregistrate în cazul pornirii maşinii de filat bumbac, prin rezistenţă trifazică).

Concluzii. Dispozitivul de pornire realizat:

a) asigură obţinerea timpului de pornire cel mai adecvat necesităţilor tehnologice ale maşinii de filat;

b) elimină eforturile suplimentare care au acţionat asupra mecanismelor maşinii la pornire, în cazul utilizării cuplei centrifugale,

c) permite importante economii valutare şi creşterea fiabilităţii maşinii de filat, prin reducerea importării unui subansamblu, care necesită înlocuirea periodică;

d) deschide posibilitatea aplicării acestui dispozitiv şi la alte maşini textile.

Ing. *Tiberiu Deak* şi fiz. *Robert Lorian*
Intrepr. ,,Unirea"–Cluj

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

ACCELERAREA RITMULUI DE DIVERSIFICARE ŞI MODERNIZARE A PRODUCŢIEI

Consfătuire organizată la Bucureşti, cu specialişti din construcţia de maşini

Una dintre caracteristicile industriei construcţiilor de maşini din România în perioada actuală, care asigură introducerea progresului tehnic în întreaga economie naţională şi, totodată, contribuie la sporirea competitivităţii maşinilor şi utilajelor româneşti pe piaţă mondială, este orientarea sa cu fermitate către înlocuirea în fabricaţie a produselor învechite cu produse noi, de înaltă tehnicitate. De exemplu, peste 60 % din volumul producţiei anului viitor vor reprezenta produse complet noi sau modernizate, cu performanţe constructive şi funcţionale mult îmbunătăţite, iar în 1975, valoarea produselor noi şi reproiectate va ajunge 68,1 %, acordînd atenţie în special celor de mare complexitate tehnică.

Faţă de importanţa deosebită a acestui aspect, tematica uneia dintre consfătuirile care au avut loc *cu ocazia primei sărbătoriri a ,,Zilei constructorilor de maşini din Republica Socialistă România"* a fost consacrată în întregime diversificării şi modernizării producţiei : condiţii de accelerare a procesului, contribuţia cercetării şi proiectării, realizări în acest domeniu.

Prima comunicare (*Ion Crişan, conducătorul Direcţiei generale tehnice şi investiţii din Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele*) s-a ocupat tocmai de ,,Accelerarea progresului tehnic, condiţie de sporire a eficienţei şi competitivităţii produselor", demonstrînd această afirmaţie, între altele, şi pe baza unor cifre semnificative. De exemplu, viteza de introducere a progresului tehnic a variat de la 112 ani pentru fotografie, la 3 ani pentru circuitele integrate, interval care a trecut de la descoperirea propriu-zisă, pînă la aplicarea în practică. Grăitoare este şi coborîrea curbei beneficiilor, în condiţiile în care aportul inovaţiilor încetează. De aici şi opţiunea constructorilor de maşini ca aproximativ două treimi, din produsele ce se vor fabrica în 1975, sau chiar în 1974, să nu fi fost încă realizate în 1970.

Condiţia obligatorie constă în *dezvoltarea în continuare a potenţialului propriu de cercetare*, a cărui dinamică arată o dublare în trei ani a fondurilor fixe, în unităţile respective lucrînd în prezent peste 10 000 de cadre tehnice şi inginereşti. De altfel, în unele domenii există nuclee proprii de cercetare mai vechi, la uzine ca ,,Tractorul" Din Braşov, ceea ce explică nivelul deosebit de ridicat al realizărilor obţinute de acestea.

,,Principiul de bază al dezvoltării cercetării în construcţia de maşini a fost obţinerea unei legături fluente între cercetare şi fabricaţie, a unui *lanţ complet al transferului tehnologic, prin realizarea completă şi integrală a produsului — cercetare, proiectare, execuţie — în aceeaşi unitate*".

Ţinînd seamă de două elememente decisive privind eficienţa activităţii, şi anume : sporirea gradului de valorificare a materiei prime şi rolul actual al unui furnizor de a rezolva problemele şi necesităţile manifestate de beneficiar, se ajunge la imperativul de *a îndrepta cercetările* nu atît spre utilaje solitare, cît *spre sisteme de utilaje* — în cazul proceselor discontinue şi, respectiv, *linii tehnologice* — în cazul proceselor continue. Această concepţie include şi ideea proiectării familiilor de maşini, grupuri de utilaje diferite ca posibilităţi de folosire, dar realizate în cea mai mare parte prin combinarea diferită a unor blocuri constructive tipizate.

Un alt aspect major se referă la *selecţia temelor de cercetare*, nu atît *în funcţie* de posibilităţile existente de rezolvare, cît *de problemele care reclamă soluţionare.*

Definirea unui profil propriu de cercetare este un alt aspect al cercetării legate de introducerea progresului tehnic. Produsele abordate în activitatea de cercetare trebuie selecţionate astfel încît, prin rezolvarea lor eficientă şi prioritară, ţinînd seama de posibilităţile de export şi de cooperare internaţionale în producţie şi desfacere, să se realizeze o pătrundere compătitivă pe piaţa mondială.

Progresul tehnic revoluţionează însăşi tehnica proiectării ; modul de lucru al proiectantului este influenţat de introducerea calculatorului electronic, care aduce un plus important de eficienţă soluţiilor — deoarece permite alegerea variantei optime — cum şi activităţii de proiectare propriu-zise. *Un loc de muncă pentru proiectare asistat de calculator* este prevăzut cu un ecran catodic cu creion electronic şi un echipament periferic de introducere a datelor; cu o conexiune între un calculator şi un aparat de realizare a microfilmelor, şi — de asemenea — cu un depozit de date şi de desene tip. *Un sistem integrat de proiectare şi fabricaţie, în care totul se execută sub comanda calculatorului*, realizează paşi uriaşi în ceea ce priveşte creşterea productivităţii şi a eficienţei activităţii de concepţie şi a activităţii tehnice-inginereşti, în general. Calculatorul stabileşte dimensiunile piesei în expresie numerică, ceea ce serveşte şi pentru pregătirea fabricaţiei, mai departe circulaţia piesei între maşinile-unelte cu comandă program numerică fiind dirijată tot de calculator, care poate comanda şi maşina de montaj şi instalaţia de testare.

*

Institutul de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini, institut central pe ramură, prin sutele de lucrări de cercetare-dezvoltare realizate anual, contribuie din plin la modernizarea produselor şi a tehnologiilor. Aşa cum a arătat *Ion Roman, directorul institutului*, preocuparea centrală o constituie rezolvarea unor tehnologii, utilaje şi organe de maşini de interes cît mai larg, care să servească unui număr cît mai mare de uzine, ceea ce accelerează introducerea progresului tehnic şi le sporeşte eficienţa.

Astfel, au fost obţinute fonte cu grafit nodular cu caracteristici superioare, oţeluri refractare cu conţinut ridicat de nichel şi crom, modificatori speciali şi vopsele refractare pentru turnătorii, agenţi pentru uşurarea dezbaterii formelor întărite cu CO_2 şi silicat de sodiu, agenţi de lucru pentru nichel, cadmiu, crom, argint, cum şi tehnologiile de depunere a acestora. De asemenea, a fost rezolvată o tehnologie complexă pentru realizarea cuplei automate, o tehnologie şi utilajul necesar pentru obţinerea tuburilor radiante, tehnologia şi utilajele pentru îmbunătăţirea lanţurilor cu role şi multe altele. Pentru noile tehnologii, institutul realizează la început microproducţii, pînă la asigurarea condiţiilor de valorificare în uzine.

O contribuţie substanţială la îmbunătăţirea şi modernizarea activităţii în uzinele constructoare de maşini, datorită aportului institutului, o constituie *tipizarea utilajelor tehnologice*, a mecanismelor şi elementelor hidropneumatice. Au fost date în fabricaţie sau urmează să intre în curînd o serie de utilaje cum sînt: gama de cuptoare cu inducţie pentru topire şi menţinere; gama de cuptoare pentru tratamentul termic, în 7 tipuri de tronsoane şi 52 de tipodimensiuni care permit combinaţii pentru cele mai variate tehnologii; gama de generatoare de atmosferă controlată, în 9 tipuri; gama de reductoare, motoreductoare şi variatoare; gama de elemente hidraulice şi pneumatice şi altele.

Ţinînd seamă că valorificarea lucrărilor de cercetare încheiate nu se poate face decît prin demonstrarea lor la scară industrială, institutul s-a orientat spre dotarea corespunzătoare a laboratoarelor şi a staţiilor pilot, ceea ce, împreună cu vasta experienţă acumulată de personalul său de specialitate, i-a permis abordarea unor lucrări deosebit de complexe, la a căror rezolvare concură aproape toate laboratoarele şi care sînt duse de la cercetare, proiectare, SDV, standuri de probă, pînă la utilaje tipizate în institutul sau la modele experimentale de produse, încercate, omologate şi date în fabricaţia de serie.

Pentru a face cunoscute aceste realizări şi a înlesni generalizarea şi valorificarea lor, *I.C.T.C.M. a organizat demonstraţii la institut sau la uzine*, de exemplu, pentru extruziunea oţelului, pentru prelucrări cu scule diamantate, pentru zincarea lucioasă fără cianuri şi altele.

Institutul a fost dotat cu mijloace moderne de investigare, cum sînt: microscopul electronic, microsonda, spectograful de masă, *dublate de utilizarea calculatorului electronic*, atît pentru calculul unor organe de maşini, cît şi pentru modelarea unor fenomene dificil de studiat prin alte mijloace.

Printre direcţiile noi de cercetare, institutul se preocupă de mecanizarea şi automatizarea montajului, pe care le pune în practică, de exemplu, pentru lanţul cu role, sau pentru bujii. De asemenea, se preocupă intens de tehnologiile neconvenţionale — prelucrarea prin electroeroziune, electrochimie, cu ultrasunete, cu laser cu fascicul de electroni şi altele — cum şi de utilizarea materialelor plastice în construcţia de maşini. În aceste domenii, institutul colaborează rodnic cu alte institute.

Semnificative pentru contribuţia I.C.T.C.M. la accelerarea ritmului de diversificare şi modernizare a producţiei sînt *numeroasele invenţii elaborate de cercetătorii săi, multe dintre ele medaliate cu aur la diverse concursuri internaţionale*, 40 fiind înregistrate numai în ultimul an.

*

Cercetarea tehnologică efectuată la *Intreprinderea „Tractorul" — Braşov* a introdus în uzină numeroase tehnologii noi şi a perfecţionat din cele existente, obţinînd creşteri substanţiale de productivitate şi sporuri calitative. Dintre ele, au fost prezentate la consfătuire doar cîteva. De exemplu, în domeniul elaborării semifabricatelor turnate şi forjate, trebuie subliniat că, în prezent, în turnătoria de fontă a uzinei, aproximativ 90% din *miezurile* pieselor fabricate în serie sînt *executate în cutii calde*, fie prin împuşcarea pe maşini speciale cu ciclu semiautomat — în cazul miezurilor profilate ± fie prin cădere liberă aplicată pe dispozitive manuale, în special la miezurile tubulare, cu grosimea stratului de amestec de 5 pînă la 7 mm. Noul procedeu a redus consumul de manoperă cu 15—20% şi pe cel de amestec cu 23,5% pe tona de piese turnate; a rezolvat de asemenea şi problema utilizării unui spaţiu foarte redus. Verificarea cercetărilor uzinei a fost făcută iniţial la firma Fordeth din Anglia, care a livrat prima instalaţie de peliculizare. Folosirea novolacului în formă de solzi elimină măcinarea lui sau trecerea în soluţie, permite utilizarea la maşină a unei presiuni de împuşcare de numai 2—3 kg/cm^2 în loc de 6—7 kg/cm^2 şi reduce consumul de novolac de la 6—7% la 3—4%.

În prezent, împreună cu I.C.T.C.M., uzina se ocupă de asimilarea procedeului de *întărire a miezurilor în cutii reci* (*cold-box*), una din ultimele noutăţi pe plan mondial, care va fi utilizat în curînd, cu o deosebită eficienţă, în noua turnătorie ce se dă în funcţiune.

Au mai fost puse la punct o serie de procedee de mare randament, cum este obţinerea unor piese complicate prin turnare combinată cu forjare, în locul matriţării; sau turnarea unor piese în forme-coji; prelucrarea lor direct prin rectificare după turnare şi durificare prin călire cu inducţie şi detensionări repetate evitînd apariţia oricăror microfisuri.

Prin lărgirea considerabilă a diversificării tipurilor de tractoare, livrarea lor la tot mai mulţi beneficiari străini din ce în ce mai exigenţi, datorită unei severe concurenţe pe piaţa mondială, a fost necesară adoptarea unor procedee de mare productivitate, care asigură calitate superioară, şi *în domeniul prelucrării la rece*. Astfel, uzina aplică acum broşarea danturilor conice curbe pe coroanele şi pinioanele de atac ale grupurilor diferenţiale şi în general broşarea exterioară plană sau profilată, pe suprafeţe brute turnate, la diverse repere; rolarea canelurilor pe axele din cutiile de viteze; frezarea şi alezarea succesivă a blocului motor din aceeaşi prindere de maşină; încadrarea călirii prin CIF pe fluxul liniilor de uzinare, eliminînd transportul.

Sporirea calităţii roţilor dinţate a permis reducerea zgomotului angrenajelor şi deci o funcţionare liniştită a tractoarelor. În acest scop, a fost necesară studierea şi reproiectarea tuturor şeverelor pentru şeveruirea roţilor dinţate. Studiul fenomenelor de danturare, ca şi efectuarea calculelor complicate de proiectare adecvate, s-au realizat cu ajutorul calculatorului electronic.

Numeroase alte noi tehnologii sau metode de lucru sînt în curs de introducere, ca de exemplu sudarea prin fricţiune sau cu fascicul de electrozi, broşarea continuă a zalelor de la şenilele de tractor, extruziunea la rece, utilizarea tot mai largă a modulării.

*

În domeniul fabricaţiei de pompe, cercetătorii şi proiectanţii din cadrul Intreprinderii de pompe — Bucureşti au pus la baza cercetărilor, între altele, şi *studiul relaţiilor cu beneficiarii*, ceea ce a determinat trei forme de activitate: concepţie nouă, adaptare, reevaluare conceptivă — avînd ca prin rezultat practic organizarea proiectanţilor în aceste trei categorii de formaţii. De altă parte, uzina a realizat familii constructive şi tiposerii optimizate în funcţie de cererile beneficiarilor.

Din practica activităţii de concepţie a acestei întreprinderi, aşa cum a remarcat *Ernest Băltăreţu, şeful Centrului de proiectare pentru pompe*, a rezultat ca principiu *necesitatea integrării activităţii de cercetare în activitatea de proiectare*. Experienţa uzinei a dovedit că nu atît divizarea competenţelor, respectiv specializarea adîncă, ci asocierea competenţelor este soluţia care permite tratarea complexă şi completă a problemelor creaţiei tehnice. „În această viziune, lărgind orizontul lucrărilor de concepţie prin integrarea preocupărilor de cercetare a cerinţelor, cercetare a fenomenelor funcţionale, de proiectare, interpretare tehnologică, studiu al rentabilităţii, organizarea asimilării, se formează şi se dezvoltă personalităţi de concepţie puternice şi foarte eficace economiei. Aceste personalităţi complexe nu sînt consilieri sau şefi administrativi, ci lucrători efectivi care au drept colaboratori minuitori ai unor tehnici de laborator sau de calcul, deci personal de execuţie. Acestor tehnicieni angajaţi la cel mai înalt nivel actual de iniţiativă creatoare le revine sarcina stăpînirii destinului tehnico-economic al produsului, extinzînd influenţa asupra acestuia, pînă dincolo de perioada asimilării, în etapele îmbunătăţirii, pînă la epuizarea actualităţii sale economice".

Pentru ridicarea productivităţii acţiunilor de asimilare a diferitelor tipuri de pompe, Centrul de cercetare al întreprinderii bucureştene a operat întîi o *sistematizare a parametrilor* hidraulici *prin reducerea lor la caracteristici şi modele de referinţă care permit apoi proiectarea prin similitudine*. S-au realizat astfel sporuri de calitate atît pentru produs, cît şi pentru activitatea de proiectare desfăşurată, prin reduceri de zeci de mii de ore de concepţie.

De altă parte, colaborarea proiectanţilor Centrului cu tehnologii uzinei a dus la *promovarea largă a tipizării familiilor* de pompe încă din 1960, ceea ce a permis micşorarea la mai puţin de jumătate a numărului de repere specifice, la diverse tiposerii. În cazul unificării hidraulice şi constructive a familiei modernizate de pompe de chimie DN şi a familiei de pompe de uz general cu acţionare prin cuplare şi monobloc AN şi BN, se obţine o economie de utilaj în pregătirea fabricaţiei de multe milioane de lei, o creştere a loturilor de fabricaţie la rotoare cu aproximativ 20% şi o reducere a numărului de repere specifice cu 63%.

,,Optimizarea economică a fabricaţiei a fost realizată prin *studiul condiţiilor funcţional constructive*, necesar explicitării ecuaţiei de calitate economică a realizării pompelor. În cazul pompelor, condiţiile funcţional constructive de relativitate care interesează, corespunzător direcţiilor principale de referinţă, sînt longitudinale şi transversale. S-a ajuns la un număr de scheme tip de lanţuri de dimensiuni longitudinale care, pornind de la cotele condiţii funcţionale, se închid cu cota care nu prezintă o importanţă funcţională, ci numai una tehnologică, dar trebuie să asigure toleranţa cotelor condiţii; această din urmă problemă aparţine tehnologiilor şi este o funcţie de parcul de maşini-unelte al întreprinderii În cazul condiţiei transversale, situaţia este în aparenţă mai complicată, dar mersul este acelaşi".

Am relatat mai detaliat procesul utilizat la Centrul de cercetare al Intreprinderii de pompe, deoarece ar putea sugera, poate, idei de aplicare şi pentru alte maşini şi utilaje.

*

Alături de referatele susţinute, intervenţiile la consfătuire au fost de asemenea deosebit de interesante. De exemplu, în cuvîntul său, înscriindu-se în tema consfătuirii, privind accelerarea progresului tehnic în uzinele noastre, *Claudiu Ştefănescu, consilier în Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele*, s-a oprit asupra activităţii tehnologice a institutelor, arătînd cît de util este pentru numeroasele noi uzine constructoare de maşini, care apar mereu pe harta ţării noastre, ca *institutele să elaboreze şi să furnizeze şi pregătirea tehnologică necesară realizării programului de fabricaţie* al acetor uzine. Dar, pentru ca această activitate, oarecum de rutină, să nu afecteze activitatea de concepţie propriu-zisă, autorul intervenţiei consideră salvatoare soluţia de a se întocmi *tehnologii-tip* care, de fapt, înseamnă plan de operaţii şi instrucţiuni de lucru, respectiv acel know-how pe care uneori îl achiziţionăm de peste hotare.

De exemplu, institutele de proiectare de uzine să dispună de tehnologii tip care să fie furnizate uzinei odată cu proiectul halelor, astfel încît demararea producţiei să se realizeze mai prompt şi mai ştiinţific. În cazul acestor tehnologii tip, trebuie *tipizate şi metode de calcul pentru unele elemente tehnologice*, de exemplu calculul volumului semifabricatelor pentru forjare, pentru matriţare sau extrudare, calculul reţelelor de turnare în cazul maselotelor etc.

În ceea ce priveşte dotarea unor uzine cu tehnologii foarte moderne, care eventual implică şi cercetare, aceste tehnologii să fie propuse de institutele de proiectare numai după consultarea cu institutele de cercetare tehnologică de specialitate. Institutele de cercetare ar trebui să organizeze, independent de cererea de investigare, şi sectoare de aplicaţii tehnologice care să aibă drept obiectiv elaborarea de tehnologii şi de SDV-uri, ceea ce să nu necesite de fapt experienţe, experimentări, ci experienţă şi să poată acorda oricînd asistenţă tehnică.

În legătură cu activitatea de cercetare, vorbitorul a subliniat părerea sa, după care cercetările aplicative rapid rezolvabile, de scurtă durată, să fie lăsate în seama uzinelor cu experienţă şi posibilităţi, în schimb *institutele de cercetare să abordeze acele probleme — fie aplicative, fie din cele care reprezintă chiar o fundamentare ştiinţifică — pe care însă nici o uzină nu le-ar putea rezolva*, datorită complexităţi lor, duratei de lucru, incertitudinii investigaţiei, multiplelor verificări necesare, deci din lipsă de timp sau chiar de cadre competente.

O interesantă problemă şi de mare utilitate, pentru care vorbitorul a oferit soluţii, a fost aceea a *transferului rapid şi eficient al noilor tehnologii*, din institutele de cercetare în uzină. ,,Ca o tehnologie nouă să pătrundă în producţie se cer trei condiţii: să fie bună, să se demonstreze cu claritate că este bună şi să existe interesul uzinei pentru acea problemă. Totuşi, îndeplinite fiind aceste trei condiţii, deoarece adoptarea noului înseamnă totodată renunţarea la rutină, efort pentru şcolarizarea unor cadre — tehnicieni, maiştri, muncitori — condiţii noi de fabricaţie, de la aprovizionare, magazie pînă la livrarea produsului, comoditatea îşi pune uneori cuvîntul şi nu toate uzinele acceptă uşor şi repede transferul noii tehnologii". Împotriva aceste stări de inerţie care în final prejudiciază întregii economii ar fi două căi, de la caz la caz prima: în faza a doua de cercetare, adică după faza de laborator, în care s-a demonstrat accesibilitatea şi eficienţa unei soluţii, să fie cooptat în cercetare şi laboratorul uzinal; deci faza semindustrială sau faza pilot să fie realizată împreună cu uzina, cu responsabilităţi comune — şi cu atît mai mult faza de aplicare industrială. A doua cale ar consta în introducerea în planul întreprinderilor a acelor fabricaţii care sînt strict legate de o soluţie tehnolgică recent rezolvată, pe care uzina va fi astfel silită să o adopte. Pentru a se obţine rezultatele dorite, este necesar însă să se renunţe la orice acordare de derogări de la procesul tehnologic stabilit, păstrînd astfel înalta tehnicitate şi marca de progres.

Alte intervenţii au ilustrat modul de abordare a noului de către institutele de cercetare; de exemplu, în domeniul prelucrărilor la rece, prin procedee convenţionale sau neconvenţionale, la Institutul de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini, problemele se rezolvă în mod complex, predînd uzinei nu numai tehnologia ci şi utilajele, dispozitivele etc.

Consfătuirea a constituit, pentru specialiştii în construcţia de maşini, aşa cum remarca directorul general Ion Crişan, ,,un bun prilej de a comunica reciproc gînduri cu privire la planurile de viitor, prilej de stimulare, de impulsionare în *activitatea de cercetare şi dezvoltare, fără de care nu este de conceput progresul în tehnică*".

Cu prilejul consfătuirii *Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice* al ministerului a prezentat, la cîteva standuri, publicaţiile de difuzare a noutăţilor tehnice din construcţia de maşini din lumea întreagă —BIT—,publicaţia de informare tehnico-economică pentru cadrele de conducere—BITE—, o serie amplă de publicaţii pentru popularizarea noilor tehnologii şi produse în rîndul cadrelor medii — NM—, cataloage de informare asupra produselor realizate în construcţia de maşini din ţară ca produse unicate sau ca produse de serie — CA şi CO — ,cum şi cele mai moderne mijloace de propagare a noutăţilor, cele audiovizuale, filme şi seturi de diapozitive în culori, ilustrînd probleme de calitate şi fiabilitate, tehnologii neconvenţionale şi altele.

O scurtă trecerea în revistă a arsenalului informaţional pus la dispoziţie de O.D.P.T. a arătat numeroasele posibilităţi de informare care stau la dispoziţia cadrelor din cercetare, proiectare, producţie, în sprijinul activităţii creatoare de progres tehnic.

Ing. *Teodosia Oprescu*

„PRODUSE ŞI TEHNOLOGII NOI” PREZENTATE LA EXPOZITIA CONSTRUCTIILOR DE MAŞINI, 1973

Instituită pentru prima dată în acest an, „Ziua constructorilor de maşini din R.S. România” a prilejuit o serie de manifestări de înaltă ţinută ştiinţifică şi tehnică. Astfel, în cursul lunii iulie, la complexul expoziţional de la Casa Scînteii din Bucureşti a fost deschisă o expoziţie cu o tematică deosebită, care şi-a propus să prezinte dintre realizări numai pe cele mai noi, produse sau tehnologii, cu caracteristici de vîrf, sau cu eficienţă economică spectaculoasă. Pe o suprafaţă desfăşurată de aproape 4 500 m², au fost reunite produse în premieră, maşini realizate prin autoutilare, utilaje de mare randament, prezentarea unor tehnologii record. Unele standuri, rezervate *pe producători — centrale industriale şi întreprinderi* — au avut expuse ultimele omologări de prototipuri sau produse noi solicitate la export. O serie de *standuri tematice* au ilustrat preocupările constructorilor de maşini din întreprinderi, centre şi institute de cercetare şi proiectare pentru extinderea tehnologiilor de prelucrare cu diamante industriale, a tehnologiilor neconvenţionale de prelucrare a metalelor, a unor noi tehnologii şi utilaje pentru acoperiri galvanice, prelucrarea metalelor prin extruziune, sinterizare, procedee moderne de turnare, călire prin curenţi de înaltă frecvenţă; de asemenea, realizările în domeniul tipizării şi unificării organelor şi elementelor de maşini, în domeniul utilajelor pentru tehnica frigului, al maşinilor-unelte cu comandă program sau contribuţia la economia de energie, îmbunătăţirea controlului de calitate a produselor, fiabilitatea.

Acolo unde a fost cazul, exponatele au fost prezentate în mişcare, în activitate.

Familii de produse recunoscute peste hotare

Recunoscută în lumea întreagă, fabricaţia românească de utilaj petrolier a fost prezentă în expoziţie cu un nou produs, perfecţionat faţă de tipurile anterioare, şi anume prevenitorul de erupţie, realizat de Intreprinderea „1 Mai” din Ploieşti. Acest produs a fost supus la diferite probe şi în R.F.Germania, demonstrînd, cu această ocazie, multiplele sale calităţi. Prevenitorul a fost brevetat în ţări ca: S.U.A., R.F.G., Anglia.

Aceeaşi uzină a mai expus un nou agregat de cimentare pentru industria petrolieră, AC-400 B, cuplaje de mers liber pentru instalaţii de foraj, distribuitoare cu 2, 3, 4 şi 6 căi, elemente de reglaj, filtre de aer, pompe pentru presiuni de 1000—1500 kgf/cm², servomotoare, pupitru de comandă pentru prevenirea erupţiilor P6U. Pentru modernizarea procesului de fabricaţie şi pentru ridicarea calităţii produselor, uzina a realizat o serie de utilaje, dispozitive şi scule de înalt nivel tehnic, aşa cum sînt broşele canelate pentru executarea canelurilor, setul de cuţite pentru tăiat dantura conică curbă, cuţitele roată pentru tăiat dantura dreaptă sau în V, frezele combinate pentru degroşare şi finisare, matriţele cu dinţi pentru conurile sapelor de foraj, dispozitivele de grup pentru verificarea diametrelor căii de rulare a bilelor la fălcile sapelor de foraj sau dispozitivele universale pentru verificat conurile sapelor de foraj.

Întreprinderea de utilaj petrolier Tîrgovişte, aparţinînd aceleiaşi Centrale industriale de utilaj tehnologic, chimic petrolier şi minier — Bucureşti, a prezentat instalaţia FS-1C pentru forajul seismic. De altfel, tot recent, întreprinderea a realizat instalaţia FG-5 pentru prospectări în orice straturi geologice şi condiţii de climă, iar în prezent se află în curs de executare, după proiecte originale, instalaţii de investigare, cu un înalt grad de complexitate, destinate forajului la adîncimi pînă la 800 metri şi pentru carotaj sonic şi radioactiv.

A atras în mod deosebit vizitatorii macheta complexă şi elegantă, la scara 1 : 100, a platformei de foraj marin, prezentată de Institutul de cercetări şi proiectări pentru utilaj petrolier. La standul institutului, se mai aflau instalaţia de forat puţuri de apă, în cîteva variante : FA-10, Fa-12, Fa-32, cum şi o serie de sape cu lagăre etanşe. de diverse tipuri — special, regular şi cobra.

Întreprinderea mecanică de utilaj chimic — Bucureşti a prezentat seria de grupuri de acţionare, de 3000, 6000, 12000, 25000 şi 50000 kgf/cm, Întreprinderea de pompe — Bucureşti — seriile de electropompe DN40—125; DN40—200 şi DN32—160 şi de pompe AN—40—125, AN50—160, AN65—125 şi AN80—160.

Pe platforma exterioară, rezervată utilajelor destinate să lucreze în aer liber, în centru — şi totodată în centrul atenţiei — s-au aflat cele două autovehicule româneşti, Dacia 1300 tipul break al Întreprinderii de autoturisme — Piteşti şi autoterenurile M461, ARO 240 şi ARO 244. După cum se ştie, familia de autoturisme de teren ARO—24 s-a impus de mai mulţi ani pe piaţa externă, astfel că, în prezent, peste 85% din producţia de autoturisme a Întreprinderii mecanice Muscel — care le fabrică — este destinată exportului. Dovadă a calităţilor sale o constituie şi faptul că, la testul efectuat de firma Ford-Anglia asupra unor autoturisme de teren, ARO—241 a fost clasat pe locul II, după Range-Rower, dar înaintea lui Ford-Bromco, Land-Rower şi toate celelalte mărci de renume.

Fig. 1

Produs mult solicitat la export este şi autogunoiera compactoare pe şasiu DACT 17—14 fabricată la Întreprinderea Auto-mecanica Mediaş.

Tradiţie, experienţă, progres

O interesantă istorie vie a autocamioanelor româneşti a realizat Întreprinderea de autocamioane Braşov, prezentînd alături suita de autocamioane Bucegi, 5, apoi 7 şi 10 tone, SR 101, LHC 47 t şi în sfîrşit impresionantele Roman şi DAC 12 şi 27 tone, basculante.

Exemple elocvente pentru modul în care cercetarea ştiinţifică îşi îndreaptă eforturile în mod special spre dezvoltarea direcţiilor adecvate, proprii industriei şi economiei româneşti — alături, de pildă, de utilajele petroliere de care am vorbit — le constituie gamele continuu îmbunătăţite de tractoare şi de utilaje agricole. Înalta specializare şi calificare pe care o au dobîndit-o colectivele de proiectanţi şi constructori din domeniul tractoarelor au făcut să fie livrate pînă acum, peste hotare, peste 125 000 tractoare de diverse tipuri. Dintre acestea, cele de 55 CP au fost expediate în 15 ţări, iar carnetul de comenzi externe pentru anul viitor însumează pînă acum peste 4000 de bucăţi. La expoziţie au fost prezentate tipuri perfecţionate pe pneuri şi pe şenile. U—550 este tipul de bază al acestei familii din categoria celor de puteri mijlocii, destinat mecanizări lucrărilor din agricultură, pe soluri uşoare şi medii — arat, semănat, prăşit, administrat îngrăşăminte, cosit şi greblat furaje — cum şi pentru transporturi. Dintre cele două variante realizate, d.t. cu roţi motoare şi d.t.e. cu roţi motoare egale, ultimul este adaptat special pentru lucrările grele din agricultură şi pomicultură din zonele de deal şi poate fi utilizat şi ca tractor industrial. În acest an a fost realizat U | 550 l — pentru legumicultură, U—55 v — pentru viticultură şi U—55 hc, în special pentru lucrări viticole din zone de şes, dar şi pentru recoltarea tutunului, întreţinerea pepinierelor pomicole, viticole, silvice; pe planşetă se mai află două tipuri, din aceeaşi familie, un tractor motostivuitor şi unul mototransportor.

Deosebit de interesante au fost diversificările şi perfecţionările realizate de Întreprinderea de maşini agricole ,,Semănătoarea" şi Institutul de cercetări şi proiectări de maşini agricole din Bucureşti, care au expus echipamente noi de recoltat porumb, semănătoarele pentru plante prăşitoare pe 8 şi 12 rînduri, noua combină românească autopropulsată CORA—1300, echipamentul de recoltat floarea soarelui RFS, echipamentele pentru administrat ierbicide în benzi EIP—600 sau pe toată suprafaţa EIP—600 şi complexa şi eficienta semănătoare cu front mare de lucru cu aplicare concomitentă a îngrăşămintelor, insecticidelor şi ierbicidelor.

Batoza de porumb BP—6M este realizată de Întreprinderea de utilaje de morărit Topleţ, iar seria de motoîncărcătoare de 1,6, 3,2 şi 5 tone, de Întreprinderea mecanică Timişoara.

,,Tehnofrig" Cluj s-a evidenţiat prin compresorul frigorific capsulat tip 4 FCO—4,3 şi C2F—1, instalaţia de răcit lapte tip TRL—1, maşina DIBUMAR 4 de divizat aluat şi aparatul de condiţionat aer tip TACA—2,5.

Cunoscuta Întreprindere de construcţii de maşini din Reşiţa a expus palete rotorice pentru turbina de 330 MW TUMAG, regulator de turaţie K—40, reductor inversor naval tip REI 545/30 CTR ; aşa cum se cunoaşte, în prezent uzina lucrează la dezvoltarea actualului motor diesel de 2100 CP care ajunge de 6000 CP şi în anii următori va avea puteri sporite, pentru tracţiune şi naval.

Cazanele GAMA—0,5 AMI—4 şi 8 pentru apă caldă, arzătorul monobloc, instalaţia AMCR pentru turboagregatele de mare putere, programatorul pentru arzătoare cu supraveghere electronică arzătorul monobloc pentru sistemele de injecţie reprezintă rezultate ale activităţii Institutului de cercetări şi proiectări pentru echipamente termoenergetice din Bucureşti.

Utilaje grele pentru construcţii şi construcţii de drumuri au expus Întreprinderile ,,Progresul" Brăila şi ,,Nicolina" Iaşi.

Întreprinderea ,,23 August" din Bucureşti a prezentat un grup electrogen GE 300, cuplajul hidraulic CH 420 MA, cutie de comandă tranzistorizată, axe cardanice executate prin broşare şi altele.

Centrala industrială de rulmenţi şi organe de asamblare de la Braşov a proiectat şi construit o serie de utilaje de specialitate care sporesc mult productivitatea fabricaţiei şi calitatea produselor, de exemplu : maşina de frezat colivii din alamă, maşina de superfinisat generatoare drepte RMA—40 de marcat electrochimic rulmenţi, de încercat rulmenţi axiali capsulaţi şi altele, împreună cu o paletă largă de tipuri de rulmenţi.

Exponate cu caracteristici de vîrf

Industria de maşini-unelte din România a realizat salturi spectaculoase şi continuă să se dezvolte; de exemplu, producţia de strunguri va fi, în 1975 faţă de 1970, de 188%, cea de maşini de rectificat, de 452%, astfel că, în anul 1975, se va realiza numai în 10 zile un volum de maşini-unelte egal cu întreaga producţie a anului 1960. Diversificarea şi modernizarea, vădită şi prin exponatele de la manifestarea din iulie 1973, vor continua prin asimilarea de noi tipuri de maşini universale, dar şi de maşini-unelte speciale.

Printre realizările remarcabile expuse, trebuie menţionate întîi strungul revolver cu comandă program SR 100 NC realizat de Institutul de cercetări şi proiectări pentru maşini unelte şi agregate din Bucureşti, şi maşina de alezat şi frezat cu comandă numerică şi afişaj de cote tip AF 100 NC produsă de Întreprinderea de maşini-unelte şi agregate Bucureşti, impresionante prin nivelul ridicat de automatizare. Cele două unităţi mai prezintă o maşină de rectificat plan tip RPO 320 şi, respectiv, universală cu control activ tip RU 100.

La Întreprinderea ,,Înfrăţirea" din Oradea a fost proiectată şi realizată gama de maşini de găurit vertical de diametre 32 şi 40, prevăzute cu dispozitive de divizare, cap de găurit cu 4 axe, cap de găurit revolver cu 6 posturi de lucru şi masă de lucru în coordonate.

Strungul paralel SNB—320, prezentat de Întreprinderea de strunguri Arad, este construit după o soluţie cu totul originală — brevetată ca invenţie — în ceea ce priveşte schimbarea turaţiilor : este prevăzut cu un variator de turaţie continuu, care permite modificarea turaţiei chiar în timpul lucrului, numai printr-o simplă apăsare pe buton — de unde rezultă o însemnată creştere a productivităţii.

Strungul tip SARO 25 fabricat de Întreprinderea de strunguri Tîrgovişte este tot un strung automat. Întreprinderea de mecanică fină Bucureşti a prezentat o serie de maşini speciale, cum sînt maşina de pilit, maşina semiautomată de frezat fereastra la reducţii, maşina pentru marcat plăcuţe din carburi metalice, de rectificat conturul plăcuţelor amovibile, şi o gamă largă de manometre, aparat de control activ pentru maşini de rectificat, micrometre etc.

Numeroase aparate de măsură şi control — realizări noi — echipamente de control activ al unor operaţii de prelucrare, mecanisme înregistratoare, manometre, comparatoare, micrometre etc. au reprezentat activitatea recentă a Centrului de cercetare şi proiectare pentru mecanică fină şi scule — Bucureşti.

Tehnologii moderne — concepţie proprie

Competitivitatea şi eficienţa produselor se obţin şi datorită unor fabricaţii moderne, în pas cu progresul tehnic pe plan mondial. Promotoare ale principalelor acţiuni de înnoire şi modernizare a dotării tehnice şi a fabricaţiei din întreprinderile constructoare de maşini, colectivele de specialişti din Institutul de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini au iniţiat sau dezvoltat numeroase tehnologii noi, utilaje, scule, dispozitive, materiale care sporesc eficienţa fabricaţiei şi calitatea produsului. Din domeniul prelucrărilor la cald, au fost prezentate în expoziţie maşina de amestecat continuu pentru amestecuri autoîntăritoare, maşina de format MF 11, maşina de miezuit MI 12, cuptoare de tratamente termice — cu tuburi radiante, cu cameră, cu baie de săruri — instalaţia universală de călit prin inducţie şi altele.

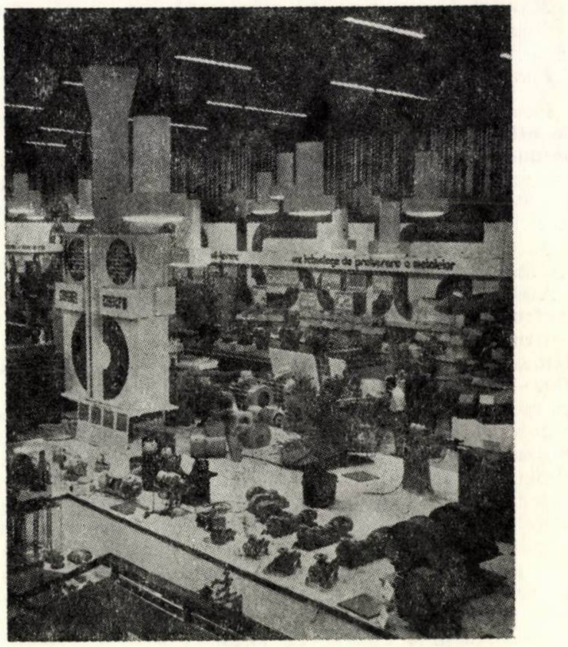


Fig. 2

I.C.T.C.M. a pus la punct şi a transmis uzinelor tehnologii de depunere electrică lucioasă a argintului, nichelului, cuprului, zincului, cadmiului, staniului, de confecţionare a pieselor sinterizate şi de prelucrare cu diamant a suprafeţelor metalice şi a pieselor optice.

Informarea — primul pas în cercetare, proiectare, fabricaţie

Standul special amenajat al Oficiului de documentare şi publicaţii tehnice şi ilustrat cu o serie de grafice elocvente a prezentat, printre altele, şi sistemul de informare asupra produselor unicat pentru autoutilare — investiţii — informare operativă asupra a peste 1000 de maşini, utilaje şi instalaţii, cum şi sistemul de informare asupra produselor asimilate în fabricaţia curentă — peste 250 000 de produse cu preţuri destinate, informări realizate prin colectarea fişelor de caracteristici de la toţi producătorii, bazate pe clasificarea produselor din România şi difuzate prin cataloage tematice în întreaga ţară.

Au mai fost prezentate şi alte tipuri de informare — BIT, BITE — asupra progresului tehnic pe plan mondial, NM — publicaţii utile pentru reciclarea muncitorilor şi maiştrilor, filme, diapozitive.

*

Prin cele 1500 de produse şi tehnologii noi prezentate, expoziţia a însemnat o manifestare de prestigiu, care a reunit produse din cele mai diverse domenii, expresie a gradului de dezvoltare a construcţiei de maşini din România, a preocupării colectivelor din institutele şi întreprinderile acestei ramuri de a contribui prin eforturi proprii de gîndire creatoare la soluţionarea cerinţelor complexe pe care le ridică extinderea progresului tehnic în toate ramurile economiei naţionale, cum şi la participarea într-o măsură tot mai largă a ţării noastre la comerţul mondial cu maşini şi utilaje.

Manifestarea a fost subliniată de concursul organizat de Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini Unelte şi Electrotehnice pentru cele mai bune produse şi tehnologii. Criteriile au fost destul de severe:

— asimilarea produsului sau tehnologiei să se fi făcut în intervalul 30 iunie 1972 — 30 iunie 1973;

— concepţia după care s-a elaborat tehnologia sau construcţia produsului să fie o creaţie proprie, originală;

— produsul să aibă un grad de complexitate ridicat, iar tehnologia să conducă la efecte economice importante;

— caracteristicile tehnico-economice să fie competitive pe piaţa externă.

La acordarea premiilor, s-a ţinut seama şi de nivelul cheltuielilor materiale necesare pentru obţinerea produsului, de gradul de integrare cu materiale şi piese din ţară, de originalitatea soluţiilor adoptate, de valoarea şi eficienţa totală a producţiei ce se va obţine, de efectul asupra productivităţii muncii, ca şi a consumurilor de materiale.

Premiul I a revenit autoturismului de teren ARO—241, asimilat în fabricaţia de serie la Întreprinderea mecanică Muscel.

Premiul II s-a acordat instalaţiilor şi utilajelor de prevenire a erupţiilor, de 700 şi 1050 atm, pentru foraje de mare adîncime, de asemenea asimilate în fabricaţia de serie, la Întreprinderea ,,1 Mai'' Ploieşti.

Încărcătorului frontal cu direcţie prin derapare, de 45 CP, asimilat în fabricaţia de serie la Întreprinderea de utilaj greu ,,Progresul'' Brăila, după proiectele Institutului de cercetare şi proiectare pentru utilaje de construcţii Brăila, i s-a decernat *premiul III*, împreună cu tiposeriile de elemente de acţionare hidraulică şi pneumatică, realizate tot de ,,Progresul'' — hidraulică şi respectiv ,,Independenţa'' Sibiu — pneumatică — după proiectele I.C.T.C.M.

A primit *menţiune* familia de compresoare C 250, C 350, C 500, C 700 şi C 1000 realizată de Centrul de proiectare al grupului ,,23 August'' şi de Întreprinderea ,,Timpuri Noi'' — Bucureşti.

Această premiere a reprezentat o recunoaştere şi stimulare totodată a capacităţii de gîndire şi creaţie originală a constructorilor de maşini din România.

Ing. *Teodosia Oprescu*

AVTOEXPORT — LA BUCUREŞTI

Întreprinderea unională de comerţ exterior Avtoexport din Uniunea Sovietică a prezentat, în luna august a.c., o interesantă expoziţie de mijloace de transport, alcătuită din: autoturisme şi autocamioane, autobuze, maşini speciale remorci, platforme, motorete, motociclete, biciclete şi utilaje pentru garaje. Printre produsele prezentate s-au remarcat autoturismele ,,LADA, MOSKVICI, VOLGA, GAZ—69, autocamioanele ZIL—157, ZIL—130, MAZ, GAZ—66, URAL—375, autobuzul BELAZ—510, autocamioanele MAZ şi KRAZ pentru exploatări forestiere, autobasculanta de carieră de 30 t remorca monoosie şi diferite autocamioane pentru transporturi de încărcături speciale, remorci, platforme. De asemenea au atras atenţia vizitatorilor motocicleta MT—9, motoreta B—15 OM şi bicicletele B 78 şi B—88.

Dintre uzinele care au contribuit la reuşita prezentare a acestor mijloace de transport menţionăm: Uzina de automobile din Volgograd, Uzina de automobile din Gorky, uzina de automobile ,,Komsomolul leninist'', Uzina,,Lihaceva'' Uzina de automobile din Minsk, uzinele de automobile din Kremenciug, Belorusia, Riga şi altele.

Numeroşii specialişti care au vizitat expoziţia au primit un bogat material documentar, care a fost pus la dispoziţie, împreună cu explicaţiile necesare, de către un personal calificat, care a răspuns la solicitările celor interesaţi.

E. St.

RANK XEROX — O EXPOZITIE ORIGINALA

Pe peronul 10.14 al Gării de Nord din Bucureşti, a intrat, în luna august 1973, primul tren-expoziţie aparţinînd firmei Rank Xerox din Anglia. În călătoria sa, care va dura doi ani, va parcurge 16.000 km şi va vizita 63 de oraşe din şapte ţări ale Europei răsăritene, şi anume: România, Bulgaria, Iugoslavia, Ungaria, Polonia, Cehoslovacia şi R. D. Germană. Acest tren-expoziţie este format din cinci vagoane, dintre care două cuprind exponatele, un vagon utilitar cu o bucătărie—sufragerie şi cabinele de dormit, un vagon social, în care se află salonul de primire a vizitatorilor şi o sală de conferinţe, şi un vagon de serviciu, în care se află două generatoare.

Interioarele şi exterioarele vagoanelor au fost proiectate în mod special de firma Rank Xerox. Trenul a fost denumit ,,Chester Carlson'', duoă numele inventatorului procesului xerografierii.

În cele două vagoane destinate expoziţiei propriu-zise a fost instalată întreaga gamă de maşini de copiat şi multiplicat Rank Xerox (fig. 1), de la maşina de copiat multiplicat ,,3600'', cu sortator cuplat, care copiază şi sortează în ritm de 60 de copii pe minut, direct de pe orice document dactilografiat, manuscris, imprimat sau desenat, pînă la maşini care produc copii de pe microfilme.

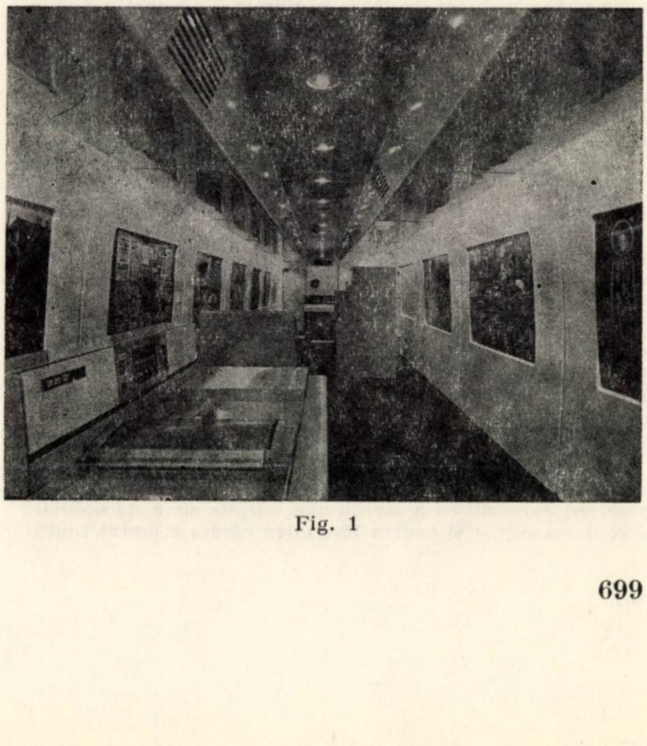


Fig. 1

Printre noutăţile prezentate de firma Rank Xerox a fost şi maşina pentru telecopierea documentelor. Această maşină este folosită pentru lucrări care necesită o transmitere foarte urgentă, de oriunde, deoarece este portabilă.

Prin intermediul unui telefon obişnuit se pot recepţiona şi transmite documente grafice sau numerice, fie în cadrul aceleiaşi clădiri, fie în orice loc de pe glob. Maşina poate fi conectată la orice priză electrică obişnuită.

Trenul-expoziţie a fost vizitat de un număr mare de ingineri şi tehnicieni cărora un personal de specialitate le-au dat informaţiile necesare privitoare la gama de calculatoare şi alte produse Rank-Xerox.

El. Ştefănescu

NOI MATERIALE DOCUMENTARE

CONTRIBUTII ROMÂNEŞTI LA PROGRESUL AVIATIEI

Fără a depăşi realitatea şi fără a ignora realizările din alte ţări, se cuvine să menţionăm că, la fel ca şi în alte domenii ale ştiinţei şi tehnicii, poporul nostru a adus o însemnată contribuţie la dezvoltarea ştiinţei şi construcţiilor aeronautice. Fără a intra în amănunte care sînt deja cunoscute, cred totuşi că sînt demne de semnalat cîteva *momente*, care au fost încorporate fără rezerve, în tezaurul de valori ale ştiinţei şi recunoscute asiduu şi respectuos de contemporani.

Moment Vuia — primul din seria contribuţiilor noastre a apărut în perioada de început a aviaţiei — 1906. Realizarea lui a fost posibilă datorită spiritului de inventivitate al constructorului, tenacităţii sale în experimentare şi dorinţei fierbinţi de a da răspuns uneia dintre problemele acute ale timpului : poate decola şi ateriza un avion cu mijloace proprii de bord, fără a folosi sănii, catapulte etc. ? Încercarea a reuşit spre satisfacţia lui Vuia şi în folosul aviaţiei. Toate mijloacele de zbor — avioane, elicoptere — de atunci încoace au tren de aterizare propriu.

Celebrul constructor de avioane monoplane — francezul L. Bleriot — a fost atît de mult influenţat de realizarea lui Vuia, încît s-a dedicat aproape în exclusivitate construirii şi perfecţionării avioanelor monoplane.

Născut acum 100 de ani la Făget lîngă Lugoj, localităţi unde a urmat şcoala primară şi liceul pe care l-a terminat cu calificativul cel mai favorabil ,,Eximio mode", a continuat cu studiile universitare la politehnică şi drept, obţinînd titlul de doctor în ştiinţe juridice, cotat cu înalta distincţie ,,Magna cum laude". Dotat cu o inteligenţă excepţională, cu un spirit de observaţie foarte ascuţit şi cu o rară sensibilitate, din fragedă tinereţe, a arătat o vocaţie deosebită pentru problemele de mecanică teoretică şi practică. Atît de mare a fost această chemare faţă de tehnică în general şi faţă de aviaţie în special, încît pentru o perioadă destul de mare din viaţă a abandonat parţial, profesia de om al legii, dedicîndu-se studiilor teoretice de specialitate şi experimentelor practice, şi ca urmare a realizat pe rînd ,,automobilul cu aripi", un aparat de fotografiat original, cele trei variante de avioane din care cu Vuia 1 în 1906 a devenit celebru. Confirmat printr-o realizare de geniu în aviaţie, Vuia continuă studiile şi realizează două elicoptere originale — între anii 1918—1922 — după ce studiază şi fundamentează teoretic şi practic problema suprafeţelor sustentatoare. Bazat pe aceste studii el a făcut previziuni asupra randamentului elicelor sustentatoare, care pot realiza la un mijloc de zbor, atît sustentaţia cît şi propulsia.

Tenacitatea şi convingerea cu care a susţinut aceste păreri sînt concretizate în aprecierea următoare pe care a făcut-o în acea etapă de început, plină de dorinţe, dar şi de controverse, cînd spunea : ,,Avînd în vedere uriaşele sforţări ce se fac pretutindeni şi sacrificiile imense pentru realizare, putem prezice cu certitudine că soluţionarea problemei este iminentă şi ne va aduce mari surprize".

Realitatea contemporană, în care elicopterul se impune ca unul din mijloacele de zbor cele mai sigure şi mai eficiente, în care au început să fie folosite aparate de zbor vertical, faptul că şi în ţara noastră a început construcţia de elicoptere, confirmă prevederile şi trece definitiv dreptatea de partea marelui nostru compatriot şi înaintaş, spre cinstirea lui şi a poporului din care s-a născut.

Încrederea fermă, ştiinţific fundamentată, a lui Vuia în progresul aeronauticii a izvorît din dorinţa de a da omului pe care l-a stimat şi pentru libertatea căruia a luptat toată viaţa, din umanismul omului de ştiinţă, aşa cum rezultă şi dintr-un articol publicat în revista ,,Viaţa socială" din mai 1910, unde, printre altele, scria : ,,Am credinţa nestrămutată că maşina de zburat cea adevărată, cea practică şi folositoare omenirii, maşina care să se poată înălţa în aer şi menţine acolo pe orice vreme, nu va întîrzia să ne fie dată de cercetătorii care luptă pentru realizarea ei, numai din iubire pentru adevăr şi pentru binele neamului omenesc".

Contemporanii şi urmaşii n-au ezitat să-i aprecieze realizările. Iată cîteva din referinţele făcute :

A. Vlaicu spunea în 1910 : ,,Nu este o exagerare vorbind de aviaţiunea la noi. Nu trebuie să uităm şi simt o mare mulţumire sufletească aducîndu-mi aminte, că cel dintîi aviator care s-a ridicat cu propriile sale mijloace de la pămînt, a fost un român, T. Vuia".

Revista de specialitate ,,L'Aérophile", sub semnătura lui A. de Masfrand, scria : ,,Nu trebuie să se uite că aparatul Vuia nr. 1 a fost experimentat în public cu mult înaintea tuturor aparatelor actuale. Sistemul Vuia — se referă la aparat — era bogat în dispozitive ingenioase, dovedind prin aceasta un spirit original, inventiv şi cunoştinţe de mecanică foarte serioase. Trebuie să recunoaştem că el a fost un adevărat slujitor al MARII CAUZE (aviaţia) ; să-i păstrăm un mic colţ în istorie, pe care l-a cucerit cu vrednicie şi-l merită cu prisosinţă".

Deşi a trăit multă vreme departe de ţara sa, Vuia n-a uitat niciodată că este român şi ca patriot a militat pentru prestigiul ţării noastre, pentru demnitatea ei, pentru libertatea poporului său.

Astfel, îl găsim ca membru al ,,Societăţii studenţilor români" din Franţa alături de N. Titulescu, G. Enescu, C. Brîncuşi, C. Parhon şi alţii, societate care a militat pentru unirea şi independenţa României. Mai tîrziu, în anii agresiunii hitleriste şi a cotropirii Franţei, îl găsim alături de alţi patrioţi români în calitate de preşedinte al Frontului naţional român din Franţa.

În mesajul pe care această organizaţie l-a adresat Guvernului român de la Bucureşti a doua zi, după 23 August 1944, semnat de Vuia, se spunea : ... ,,această mişcare patriotică românească, grupează pe toţi compatrioţii antifascişti din Franţa, pe toţi cei care timp de 4 ani, sub povara ocupaţiei germane au suferit prigoana ocupantului şi agenţilor lui Antonescu în Franţa şi, care, cu arma în mînă în forţele franceze din interior, au combătut duşmanul nazist".

Este emoţionant şi vibrant mesajul pe care Vuia, bolnav şi bătrîn, l-a trimis la cel de al III-lea Congres al Frontului Naţional Român, la care n-a mai putut participa : ,,Nu-mi este la îndemînă să vă traduc tristeţea de a nu mă afla printre voi la acest congres, care constituie apoteoza şi consacrarea idealului nostru. Scopul nostru suprem este apărarea intereselor României. Toată recunoştinţa compatrioţilor care aici au luptat în ilegalitate şi care de la eliberare încoace s-au străduit să ajute ţara. Cu emoţie salutăm prietenii francezi care, prin prezenţa lor la acest congres, mărturisesc că România, reînnoită prin sacrificiile şi eroismul ei. este demnă să-şi găsească locul cuvenit între Naţiunile Unite. Să nu uităm că lumea ne judecă şi că noi vom fi numai ceea ce voim cu adevărat să fim".

Recunoştinţa patriei l-a apreciat în modul cel mai just. Vuia a fost membru al Academiei. Institutul de mecanică aplicată i-a purtat numele.

Cu ocazia sărbătoririi a 42 de ani de la primul zbor al lui Vuia, în 1948, Dr. Petru Groza, spunea referindu-se la personalitatea lui Vuia : ,,Traian Vuia, va intra în conştiinţa mondială, în rîndurile marilor creatori din toate timpurile. Premiul Nobel i s-ar fi cuvenit”. Mai tîrziu, în 1956, referindu-se la calităţile de om ale lui Vuia, acelaşi om de stat român spunea : ,,Vuia a fost şi un eminent om politic, dîrz luptător pentru libertate şi împotriva cotropirii, desfăşurîndu-şi activitatea de conducere a grupului român de la Paris ca sprijinitor al rezistenţei poporului francez în întîiul război mondial, precum şi ca animator, conducător şi preşedinte al organizaţiei de rezistenţă a românilor din Paris, faţă de sălbaticii cotropitori hitlerişti, în al II-lea război mondial”.

Moment Vlaicu. Aproape contemporan, dar desfăşurat pe plan mai larg, acest moment a evidenţiat capacitatea de asimilare a realizărilor în domeniul aviaţiei şi apoi de creaţie ale inginerului Aurel Vlaicu. Profund cunoscător a ceea ce era realizat şi nou, dorind fierbinte să zboare — Vlaicu a folosit din plin cunoştinţele sale tehnice şi inventivitatea-i caracteristică şi a proiectat şi a construit primul său avion, Vlaicu I. În acelaşi an cu acest avion a realizat primul zbor în 1910 la 17 iunie, fără a primi lecţii de zbor, marcînd un eveniment deosebit în istoria tehnicii româneşti, eveniment ce avea să constituie motivul real, pentru care conducerea noastră de partid şi de stat, a hotărît ca anual în luna iunie să se sărbătorească ziua aviaţiei R. S. România, prilej de trecere în revistă a rezultatelor obţinute în aviaţie şi de recunoştinţă pentru pionierii şi eroii aviaţiei româneşti. Succesele lui Aurel Vlaicu au continuat, ducînd faima geniului creator al poporului român şi peste hotare, unde a participat la numeroase concursuri de prestigiu şi a ocupat locuri meritorii.

Astfel, ca să cităm numai unul dintre aceste succese, — în anul 1912, la concursul internaţional de la Aspern, participînd alături de 43 de aviatori, a ocupat locul I şi o dată cu acestea, elogioase aprecieri. Presa vremii vorbea astfel despre Aurel Vlaicu : ,,Minunate, curajoase zboruri a făcut românul A. Vlaicu pe un aeroplan original construit chiar de zburător. De cîte ori evolua, lumea îl răsplătea pe român cu ovaţii furtunoase, aclamîndu-l cu un entuziasm de neînchipuit”.

Momentul Vlaicu a avut loc în ţara noastră şi a demonstrat pe lîngă existenţa unor minţi inovatoare, a unor idei înaintate şi existenţa unor posibilităţi materiale — desigur limitate la vremea aceea — care au permis realizarea, încercarea aparatului şi zborul în atelierele Arsenalului Armatei şi pe cîmpul de zbor de la Cotroceni. Realizarea lui, a avut darul să determine concluzia că este posibilă trecerea la fabricaţia de avioane în România. Recunoştinţa noastră a urmaşilor este asiduă faţă de omul care şi-a închinat întreaga viaţă pînă la jertfa de sine progresului omenirii, aşa cum singur o mărturisea într-o publicaţie din 1910 — ,,M-aş socoti răsplătit cu prisosinţă pentru cei patrusprezece ani de muncă, de teamă şi de speranţe dacă aş şti că am făcut ceva, cît de puţin, pentru progresul ştiinţei şi pentru fericirea oamenilor”. Convingerile lui. A. Vlaicu în progresul neîntrerupt al aviaţiei, bazate pe cunoştinţele şi pe calităţile sale de geniu, au fost semnificativ înscrise ca motto la primul său proiect de avion Vlaicu-I, cu cuvintele — ,,Sic itur ad astra” — (aşa vom ajunge la stele). Menţionăm că omul zilelor noastre a ajuns la stele, doar ca o satisfacţie pe care o încercăm în numele celui care a crezut în aviaţie.

Momentul Henri Coandă, apare în aceeaşi perioadă de explozie iniţială a aviaţiei şi se înscrie ferm pe o traiectorie care avea să dureze peste timp şi care demonstrează că avionul cu elice — de tip clasic — deşi la începutul existenţei sale — nu era singura formulă de propulsie pentru avioanele ce zboară în atmosferă. Tînăr inginer, înzestrat cu talent ştiinţific şi o minte pătrunzătoare, multilateral pregătit — la 22 ani avea 4 licenţe, şef al primei promoţii de ingineri de aeronautică a Şcolii superioare din Paris, H. Coandă dă frîu liber imaginaţiei, realizează un avion echipat cu un motor fără elice, şi-l expune la cel de-al II-lea salon aeronautic de la Paris în 1910, alături de avionul lui Blériot.

În acelaşi an, avionul pilotat de constructorul său realiza primul zbor, demonstrînd valabilitatea soluţiei sale şi dînd constructorilor de avioane o nouă formulă pentru realizarea mijloacelor de zbor — posibilitate care s-a transformat într-o evidentă şi copleşitoare realitate în timpurile noastre.

Contemporanii, specialişti sau entuziaşti, au elogiat cu plăcută surprindere, elementele de noutate ale avionului ingeniozitatea şi cutezanţa inventatorului — şi au fost în unanimitate de părere că soluţia va dăinui, se va perfecţiona şi va domina construcţia de avioane. Apreciind încă odată profunzimea invenţiei şi, mai ales, perenitatea ei, nu putem să nu exprimăm recunoştinţa noastră faţă de ,,cei care au văzut viitorul” şi au stimulat pe inventator.

Ce a reprezentat acest moment pentru aviaţie, pentru noi, pentru omenire? Dăm curs cîtorva aprecieri ale specialiştilor contemporani.

Revista ,,La Technique Aeronautique” spunea în anul 1910 : ,,Aeroplanul Coandă este unul dintre rarele aparate în care inventatorul său iese din făgaşele drumului bătut în această direcţie este un motiv destul de puternic spre a ne decide să examinăm cu atenţie mijloacele pe care inventatorul le foloseşte în construcţia sa. Cea mai mare ingeniozitate a dovedit-o inventatorul în concepţia sistemului de propulsie”.

Construcţia de avioane s-a dezvoltat, discuţiile şi controversele asupra priorităţii au continuat şi ele. Menţionăm însă aprecierile făcute în 1953 de revista de specialitate ,,Interavia” în care se spune : ,,Avionul Coandă 1910 a fost precursorul lui Caproni-Campini, primul avion cu reacţie dinainte de război. Englezul Whittle, germanul Heinkel vor putea protesta, revendicînd prioritatea primului motor cu reacţie; în legătură cu aceasta, noi considerăm însă necesar a reaminti adevărul istoric a lui ,,Coandă 1910”.

În introducerea cărţii ,,Project Aircraft of the World” publicată la Londra în 1955, autorii Green şi Gross recunosc că ,,primul avion aeroreactiv din lume este cel expus de Coandă în 1910 la Salonul internaţional de aeronautică din Paris”.

Am citat aceste aprecieri autorizate, pentru a putea să adaug, cu mare satisfacţie, impresiile pe care mi le-a creat plăcutele discuţii cu inventatorul de atunci, Academicianul Henri Coandă, care deşi la vîrstă înaintată, dornic să dea poporului său tot ce avea mai bun pînă la ultima clipă a vieţii — decembrie 1972 — a condus un institut de creaţie ştiinţifică şi tehnică, în care lucrează oameni înzestraţi, tineri şi vîrstnici de profesii diferite, dar avînd toţi o însuşire comună, dorinţa de a crea şi de a închina aceste creaţii poporului român în mijlocul căruia au adînci rădăcini.

Momentul ştiinţific — impropriu numit astfel — pentru că de fapt cercetarea, experimentarea, pregătirea de cadre, adoptarea de soluţii ingenioase şi temerare, a fost ca o coloană de lumină, care a însoţit dezvoltarea noastră în domeniul aviaţiei de la început şi pînă în prezent. Ca ramură de vîrf într-o economie dezvoltată, aviaţia are adînci şi largi implicaţii în toate ramurile ştiinţei şi tehnicii pe care le stimulează la realizări moderne, prin cerinţele pe care le pune ca de exemplu în chimie, metalurgie, electrotehnică şi electronică, optică, mecanică fină, calculatoare etc.

Cei mai renumiţi constructori de avioane de la noi, pe care i-am citat, au fost în primul rînd nişte minţi iscoditoare, nişte vizionari, care nu s-au mulţumit cu ceea ce s-a realizat, au făcut ipoteze, le-au cercetat, au primit răspunsul şi au realizat practic ce doreau — au fost deci în primul rînd oameni de ştiinţă. Ştiinţa românească i-a consacrat şi atît Vuia şi Vlaicu, cît şi H. Coandă au fost membri ai celui mai înalt for ştiinţific al ţării — Academiei R.S. România.

Dintre oamenii de ştiinţă care au onorat ştiinţa aeronauticii româneşti, care au contribuit la organizarea ei modernă, cităm pe Elie Carafoli, doctor docent în ştiinţe, eminentă personalitate a ştiinţei româneşti.

Dacă construcţiile de aviaţie au avut în Vuia, Vlaicu şi Coandă demni şi reputaţi reprezentanţi, ştiinţa aeronautică românească ne cere să-l considerăm pe Elie Carafoli ca pe unul care din 1928, de la înfiinţarea Catedrei de aviaţie de la Institutul politehnic — Bucureşti şi pînă în anul 1972, s-a ocupat de pregătirea cadrelor necesare aviaţiei. În paralel cu activitatea didactică, a continuat studiile şi cercetările — începute la Paris ca asistent al profesorului Paul Painleve şi colaborator al prof. Albert Toussaint şi a construit prima suflerie subsonică la Institutul politehnic — Bucureşti, prima instalaţie de acest gen în sud-estul Europei. Pe această instalație au fost încercate machetele și verificate schițele tuturor avioanelor de concepție românească. A îmbinat foarte bine învățămîntul cu cercetarea, dar și cu producția, funcționînd din anul 1928 pînă în 1933 la I.A.R. Brașov, întîi ca inginer șef pentru studiu și construcții avioane și apoi ca director tehnic.

În anul 1948 a devenit membru al Academiei R.S. România, unde deține un post de conducere — vicepreședinte al Secției de științe tehnice, desfășurînd o activitate stăruitoare în vederea organizării și stimulării activității științifice în domeniul mecanicii fluidelor, contribuind în cea mai mare măsură la formarea școlii românești de aerodinamică, recunoscută și peste hotare, și la crearea primului Centru de cercetare științifică în domeniul mecanicii aplicate, al cărui director a fost. În același mod, ca și alți savanți, academicianul Elie Carafoli a răspuns cu înaltă receptivitate la sarcina pusă de partid, aceea de a dezvolta știința românească, de a pregăti cadre valoroase din fiii muncitorilor, țăranilor și intelectualilor, atît de necesare vastului proces de transformare științifică a țării — construirea socialismului. Astfel, a organizat pentru prima dată în țara noastră doctoratul în științele aeronautice, pe care le-au urmat și absolvit cu succes tinerii ingineri din țară și din străinătate.

În prezent, se ocupă cu aceeași competență, autoritate științifică, dragoste și umanism de pregătirea cadrelor tinere — cadre chemate acum să reînnoiască tradiții aeronautice, să valorifice în condiții superioare acea înclinare aproape firească spre aeronautică, pe care a demonstrat-o poporul nostru.

Meritele sale sînt recunoscute și pe plan mondial, fiind membru al mai multor academii și organizații internaționale reputate: 2 ani la rînd a fost președinte al Federației Astronautice Internaționale și a primit premiul Gaus pentru merite în domeniul aerodinamicii — fiind deci înscris pe lista celor 20 de mari specialiști în acest domeniu.

Moment cosmos — La realizările cosmonauticii actuale pe care le admirăm cu toții deopotrivă și-au adus adus însemnate contribuții și fii ai meleagurilor românești, care au gîndit, au calculat și au construit rachete și traiectorii cosmice. Rezultatele muncii lor au fost folosite fie indirect ca date informative, fie ca sugestii pentru dezvoltări superioare, fie ca atare.

a) Este cunoscută în țara noastră și chiar peste hotare, informația despre ,,Manuscrisul de la Sibiu", manuscris descoperit în arhivele de stat din Sibiu, din care aflăm că într-o lucrare, românul Conrad Has a întocmit partea a III-a a acesteia, în care la capitolul intitulat ,,Rachetele" arată analitic și schematic cum ar trebui construite rachetele. El numea armele cu rachete ,,Bastoane de foc", ,,Buzdugane de foc", ,,Măciuci cu rachete", ,,Globuri de foc". Autorul a imaginat și realizat după îndelungi studii și experimentări racheta în trepte, pe care a prezentat-o în schițe și desene precum și în explicații și demonstrații scrise. Vrednică de amintit este sublinierea pe care el o face referitor la experimentările făcute de Ioan Românul (Johan Walach) la Arsenalul din Alba Iulia. Deși multă vreme prioritatea asupra concepției rachetei moderne a fost atribuită altor specialiști, din lucrările recente, care se bazează pe manuscrisul de la Sibiu, rezultă că meșterul sibian este cel mai vechi precursor în Europa.

Această informație a constituit tema unei comunicări științifice la Congresul internațional de astronautică ce a avut loc la Madrid, între 9 și 15 octombrie 1966, și la care au participat 1 000 de specialiști din 33 de țări.

b) Într-un interviu dat în urmă cu cîțiva ani, Acad. H. Coandă scotea la iveală cu patriotică mîndrie, contribuția românului George de Bothezat la zborurile cosmice.

George de Bothezat a fost un strălucit matematician, care a pregătit sub conducerea prof. Paul Painlevé, prima teză de doctorat în domeniul aviației cu tema ,,Mecanica avionului", lucrare ce fundamenta științific teoria zborului și punea ordine cu ajutorul matematicii în sistemele de proiectare, experimentare și încercări ale aparatelor de zbor. Simultan — pasionat al introducerii rapide a matematicii în tehnică, el a realizat o serie de calcule pentru zborul spre lună — dus și întors, calcule care au folosit savanților care au lansat sateliți ai Pămîntului și nave cosmice spre Lună într-o frecvență care deja ni se pare redusă. Necesitatea de a vorbi despre realizările acestui român, despre mesajul său dus peste hotare despre România, este cu atît mai imperioasă cu cît la Cape Kennedy și la Houston îi sînt recunoscute meritele.

c) Alături de marii pionieri ai epocii cosmice R. Goddard, R. Esnault—Pelterie și C. Tiolkovski, o mare contribuție la realizarea zborurilor cosmice a adus-o Herman Oberth. Născut la Sibiu, a urmat liceul și apoi cursurile universitare în străinătate și la Cluj, obținînd în anul 1929 titlul de profesor al Universității din Cluj. Prima lucrare devenită celebră a lui H. Oberth ,,Racheta și spațiile interplanetare" cuprinde o descriere detaliată a tuturor fazelor zborului rachetei, precum și efectele lor asupra organismului. A continuat studiile aprofundat și în anul 1922 și-a prezentat teza de doctorat, care cuprindea proiectul și calculul a două tipuri de rachete, dar lucrarea i-a fost respinsă ca fiind ... ,,necorespunzătoare".

În această lucrare H. Oberth a dezvoltat cu o mare putere de previziune, patru teze, și anume:

1. În stadiul actual al științei (epoca 1929) și a tehnicii, este posibilă construirea de vehicule care să zboare mai sus decît înălțimea atmosferei;
2. După perfecționarea lor, aceste vehicule pot atinge asemenea viteze de zbor încît să nu cadă înapoi pe pămînt în evoluția lor în spațiu, fiind capabile să învingă forța de atracție a pămîntului;
3. Asemenea mijloace de zbor pot fi adaptate pentru a zbura oamenii cu ele în spațiul cosmic, fără pericol;
4. În etapa (actuală) a anilor 1929—39, construcția unor asemenea rachete poate deveni rentabilă.

Aceste afirmații le făcea H. Oberth în anul 1929 — perioadă în care a funcționat ca profesor de matematică și fizică la liceul Stefan Ludwig Roth din Mediaș. Într-un articol publicat în revista bucureșteană NATURA nr. 10 din 15 decembrie 1932, intitulat ,,Zborul rachetelor și zborul în vid", H. Oberth a formulat o serie de principii, valabile și astăzi în tehnica construcției și zborului rachetelor cosmice.

Este semnificativă aprecierea care i s-a dat lui H. Oberth începînd din 1949, cînd a fost ales membru al mai multor academii și societăți științifice, ca urmare a recunoașterii pe care acesta a adus-o cosmonauticii. Wernher von Braun, fostul lui elev, acum unul dintre cei mai reputați savanți în problemele zborului cosmic, spunea în 1964: ,,H. Oberth a fost primul care în legătură cu ideea unui zbor cosmic real a luat rigla de calcul și a elaborat concepte și planuri de construcție calculate numeric ..."

Cu o claritate profetică H. Oberth descrie toate elementele esențiale ale rachetelor noastre mari, care trec deseori drept cuceriri ale ultimilor ani".

Arthur C. Clarke și alții în seria editurii ,,Life Science Library" — lucrarea ,,Man and space", scrie: ,,Este curios faptul că *românul* Herman Oberth ... și-a cîștigat existența ca profesor; probabil această profesiune i-a asigurat timpul și exercițiul necesar cercetărilor".

În luna iunie, 1972 am avut fericita ocazie de a discuta cu H. Oberth la sesiunea jubiliară organizată de Academia din R.S. România în onoarea sa. Am ascultat cu nesaț fapte și întîmplări trăite și create de acest om și mi-au rămas impresiile puternice despre un mare savant care după ce a dat — împreună cu alții bineînțeles — omului ,,cale liberă spre stele" nu are astîmpăr nici acum, cînd este la pensie. A vorbit despre crearea în deceniile viitoare a unor oglinzi uriașe, cu ajutorul cărora va putea fi transformată energia solară în energie electrică și cu ajutorul acesteia se vor putea topi ghețurile polare, vor putea fi iluminate țări întregi, vor fi transformate ținuturile polare în grădini înfloritoare etc. De asemenea, a menționat avantajele metalurgiei titanului pe Lună la un preț de cost de circa zece ori mai mic decît prin aducerea minereurilor pe pămînt și alte asemenea foloase generate de cercetarea cosmică.

Am menționat, poate prea mult, aceste fapte pentru a demonstra că alegerea Acad. E. Carafoli doi ani la rînd președintele Federației astronautice internaționale se datorează, pe lîngă meritele sale deosebite și contribuției noastre la cosmonautică.

Am citat aceste exemple şi le-am numit ,,momente" după numele marilor inventatori şi oameni de ştiinţă de la noi în domeniul aviaţiei, dar aceasta nu înseamnă că am ignorat şi că nu venerăm în acelaşi mod şi pe alţi constructori, piloţi, mecanici, muncitori din ateliere, susţinători care, în cursul evoluţiei aviaţiei la noi sau în altă parte, şi-au adus contribuţia la valorificarea capacităţii de creaţie a poporului nostru în acest domeniu, şi-au adus aportul lor la progresul ştiinţei şi tehnicii aeronauticii mondiale. În cartea neamului, în listele Academiei Române, în listele inventatorilor de seamă, în galeria oamenilor mari, pe care-i sărbătoreşte anual UNESCO, sînt alături de alţi fii ai neamului nostru şi oameni care şi-au consacrat talentul, priceperea, munca şi viaţa, aviaţiei şi progresului ei naţional şi mondial. Se poate spune că poporul nostru ,,n-a venit în aviaţie" el este, prin reprezentanţii săi, fondator al aviaţiei, înscriindu-şi acest drept cu idei, cu realizări şi cu jertfe.

Faptele lor sînt înscrise pe măreaţa coloană a spiritualităţii româneşti, cărora patria, noi cei de astăzi, le datorăm multă cinstire.

Scurte concluzii

După această prezentare succintă a principalelor momente care au jalonat drumul contribuţiilor româneşti la dezvoltarea aeronauticii, se impun cîteva concluzii :

Este vorba, în primul rînd, de prezenţa României şi a constructorilor săi în acest domeniu de la început, ceea ce dă o indicaţie preţioasă asupra receptivităţii poporului nostru faţă de nou, faţă de ştiinţele tinere, faţă de ramurile industriale noi şi de perspectivă.

Angajamentul României în construcţiile de aviaţie a fost marcat de preocupări serioase care au determinat crearea şi dezvoltarea unei industrii aeronautice proprii, căreia, la un moment dat, nu i-a lipsit nimic pentru a fi comparată cu cele mai dezvoltate industrii aeronautice din Europa, din punctul de vedere al nivelului tehnic al avioanelor realizate, al numărului şi diversităţii construcţiilor şi al soluţiilor tehnice originale şi de avangardă.

În al doilea rînd, s-a vădit pregnant geniul creator al poporului român, înclinarea sa aproape firească spre aviaţie. Constructorii sau piloţii, planoriştii şi aeromodeliştii, tehnicienii sau experimentatorii, reprezentanţii României, nu s-au mulţumit numai să înveţe din experienţa şi practica altora. Pe baza unor eforturi asidue, ei şi-au însuşit aproape tot ce era inventat la vremea lor şi, nemulţumiţi parcă de realizările timpului, au adus soluţii noi, originale, care au îmbogăţit patrimoniul de idei şi de construcţii al aviaţiei româneşti şi mondiale, dînd astfel cea mai valoroasă contribuţie dezvoltării aviaţiei — munca şi inteligenţa lor.

Desigur, ar fi nedrept să credem că fără contribuţia românească aviaţia nu s-ar fi dezvoltat, dar tot aşa de nedrept ar fi dacă n-am cinsti cum se cuvine munca de pionierat pe care fiii poporului nostru au închinat-o peste o jumătate de secol aviaţiei şi progresului ei neîntrerupt.

*

Aşa cum se arată în tezele C.C. al P.C.R. pentru Congresul al X-lea, o caracteristică importantă a dezvoltării economice în viitor o va constitui promovarea mai intensă a cuceririlor ştiinţei şi tehnicii contemporane. Un loc central va reveni asimilării şi introducerii în fabricaţie de noi utilaje, maşini şi instalaţii cu performanţe tehnice ridicate. În aceste coordonate de viitor — în cadrul construcţiei de maşini — alături de alte ramuri de tehnicitate ridicată — se încadrează şi dezvoltarea industriei de aviaţie româneşti, menită să continue tradiţiile merituoase ale înaintaşilor, să diversifice producţia de maşini moderne, să răspundă unor cerinţe interne şi să valorifice pe un plan superior, valenţele poporului nostru în acest domeniu prioritar al cercetării şi producţiei contemporane.

Avînd permanent în conştiinţă realizările înaintaşilor la evocarea cărora inimile noastre tresaltă satisfăcute, puternic masiv şi continuu înnobilate de actualele realizări ale industriei româneşti pe toate planurile, de care sîntem mîndri, avînd condiţiile actuale deosebite create de partid — posibilitatea de a ne pregăti, de a gîndi şi de a munci liber, sîntem convinşi profund că, alături de întregul popor, sarcina pusă de conducerea de partid şi de stat, de tovarăşul Nicolae Ceauşescu personal, aceea de diversificare a economiei naţionale, prin dezvoltarea aviaţiei în România, va fi realizată şi nu ne rămîne decît hotărîrea noastră plenară, de a urma exemplul înaintaşilor în domeniul aviaţiei şi al întregului nostru popor, care prin munca lui a făcut să se vorbească în lume despre România în termeni la care hărnicia, inteligenţa, cinstea, curajul şi demnitatea ne dau dreptul.

Dipl. ing. *Ştefan Ispas*—MICMUE.

RIGLA DE CALCUL PENTRU STRUNJIRE

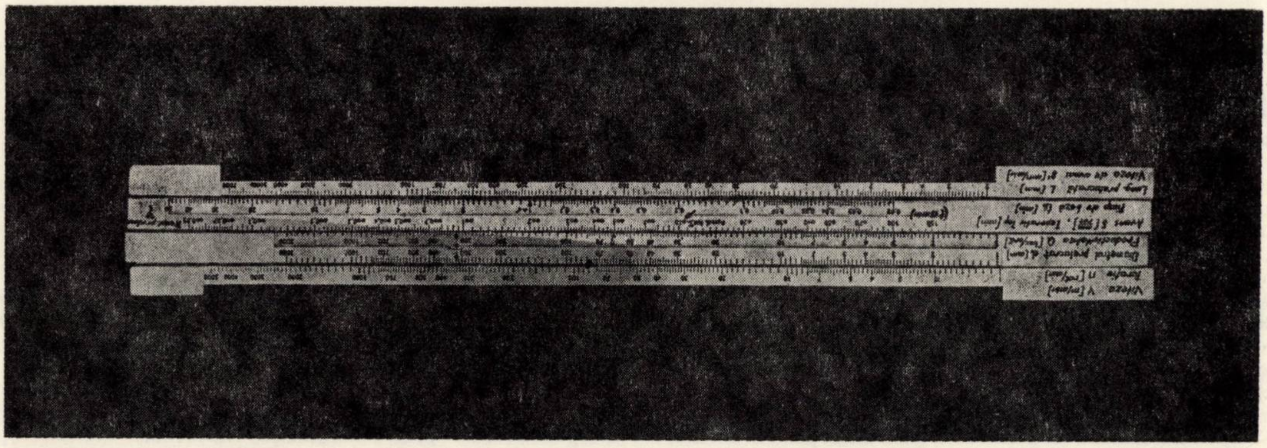


Fig. 1

Strunjirea este cea mai răspîndită operaţie sau fază la prelucrarea la rece a pieselor în construcţia de maşini.

Procesul de gîndire ,,materializat" sub forma documentaţiei tehnologice precede şi pregăteşte, sub toate aspectele execuţia propriu-zisă. Se determină astfel, în afara tuturor elementelor tehnice, şi datele ,,sintetice" ale procedeului (productivitate şi preţ de cost) fără de care marea producţie este de neconceput.

Calculele de productivitate la strunjire ne obligă să lucrăm de fiecare dată cu formulele :

— *turaţia* piesei prelucrate

$$n = \frac{1000\ V}{\pi\, d}, \quad \text{rot/min} \qquad (1)$$

— viteza de așchiere

$$V = \frac{\pi d n}{1000}, \text{ m/min} \qquad (2)$$

În formulele de mai sus $\pi = 3{,}14$; d — diametrul în milimetri; 1000 — constanta de transformare din milimetri în metri.

— *Viteza de avans*

$$S' = n \cdot S, \text{ mm/min} \qquad (3)$$

în care a este avansul în milimetri/rotație,

— *timpul de bază*

$$t_b = \frac{L}{S'}, \text{ min} \qquad (4)$$

unde L este lungimea părții ce se strunjește,

— *timpul operațional*

$$t_{op} = t'_b + t, \text{ min} \qquad (5)$$

unde timpul auxiliar în minute se adoptă din normative,

— *randamentul prelucrării*

$$\eta = \frac{t_{op}}{N}, \text{ în procente} \qquad (6)$$

în care N_T este norma de timp la operația de strunjire,

— *productivitatea*

$$Q = \frac{1}{N_T}, \text{ în bucăți/minut} \qquad (7)$$

sau

$$Q = \frac{60}{N_T}, \text{ în bucăți/oră} \qquad (8)$$

Dacă în formula de mai sus înlocuim N_T cu ajutorul relației (6) obținem:

$$Q = \eta \cdot \frac{60}{t_{op}} = \eta \cdot \frac{60}{t_b + t_a}, \text{ în bucăți/oră} \qquad (9)$$

Metodologia în vigoare nu prevede noțiunea de randament al prelucrării. Nu pledez pentru introducerea acestei noțiuni. Realitatea uzinală, pe care am trăit-o mai mulți ani de zile, mă determină însă să remarc că această noțiune este proprie și la prelucrare deoarece atît apriori cît și posteriori există un anumit raport între timpul util consumat (timpul operațional) și timpul total acordat (norma de timp).

Cu metodologia actuală în marea majoritate a cazurilor timpul de pregătire — încheiere, timpul de deservire a locului de muncă și timpul pentru întreruperi regulamentare se adoptă din normative.

Împărțind timpul operațional la norma de timp, pentru un număr concludent de cazuri ajungem să cunoaștem la locul nostru de muncă valoarea acestui randament, deci, elimină fără erori inadmisibile o filieră greoaie și nestimulativă pentru progresul tehnic.

Față de rigla de calcul universală, pentru un singur caz calculat „rigla de calcul pentru strunjire" face o economie de cel puțin patru manevre. La numărul total de repere și deci de manevre zilnice, lunare pe ansamblul economiei naționale, este ușor de estimat economia concretă și disponibilul de timp de lucru de concepție pe care o poate aduce utilizarea acestor noi rigle de calcul. Pentru factorii care conduc nemijlocit programul de producție, rigla realizată permite luarea rapidă a unor decizii mai riguros fundamentate.

Rigla reduce considerabil durata de aclimatizare în specialitate, cu minimum de bibliografie pentru cei care fac primii pași de rutină în tehnologia construcției de mașini, la proiecte etc.

Rezultatele (ca precizie) obținute cu ajutorul acestei rigle sînt funcție de dimensiunile adoptate inițial prin construcție la care se adaugă nivelul de realizare tehnică al riglei.

Tendința de a stoca cantități de informații cît mai mari pe suprafețe cît mai mici este o necesitate imperioasă a vremurilor noastre.

Pe această linie se înscrie prezenta formulă destinată muncitorilor, tehnicienilor și inginerilor care lucrează în domeniul prelucrărilor la rece.

Ing. *Remus Olteanu*

Recenzii

Tudor Homoș: *Capacitatea de producție în construcția de mașini*

Apariția unei lucrări originale de specialitate este totdeauna apreciată după importanța problemelor și modul de tratare, dar și după contextul în care apare. Lucrarea dr. Tudor Homoș se impune ca un ghid deosebit de util pentru inginerii și economiștii din construcția de mașini, care lucrează în domenii ce au tangență cu problemele determinării capacităților de producție, atît din sectoarele de concepție cît și din cele de execuție.

Mutațiile care au avut loc în economia națională și în particular în ramura construcțiilor de mașini reclamă o atenție sporită din partea specialiștilor în tratarea și studierea diverselor aspecte legate de dezvoltarea acestui mare sector și, de aceea, trebuie reliefat meritul deosebit al autorului în abordarea unui domeniu cu multe implicații teoretice și practice.

Conținutul lucrării constituie o pledoarie pentru atenția ce trebuie acordată studierii bazelor teoretice și metodelor de calcul pentru determinarea capacităților de producție în construcția de mașini, în vederea creșterii eficienței economice a întregii activități.

Tratarea problemelor în mod gradat, începînd cu fundamentarea necesității calculului capacităților de producție a factorilor care influențează evidențierea și folosirea lor, a metodologiei specifice, precum și determinarea propriu-zisă a capacității de producție a secțiilor de bază și a întreprinderilor, însoțită de aplicații numerice, scoate în evidență succesiunea logică care stă la baza lucrării.

Studiind temeinic specificul construcțiilor de mașini, autorul a reușit să prezinte o serie de soluții cu caracter original, mai ales în domeniul producției nerepetitive din care se impune a fi citat procedeul de calcul în unități convenționale comparabile.

După ce în primele trei capitole sînt prezentate elementele cu caracter fundamental, în al patrulea capitol se prezintă metodele de calcul al capacităților de producție în secțiile principale care se regăsesc în construcția de mașini — prelucrări mecanice, forje, turnătorie, secții de ansamblare — folosind formule de calcul ușor de utilizat. Această parte de lucrare se bucură de o tratare aparte în sensul că pentru fiecare sector de activitate calculul se face parcurgînd etapele obligatorii, și anume: culegerea, prelucrarea și sistematizarea datelor, calculul propriu-zis al capacității de producție, la nivelul locurilor de muncă, cu elaborarea balanței și stabilirea capacității la nivelul secției și stabilirea măsurilor tehnico-organizatorice pentru eliminarea locurilor înguste Spre deosebire de lucrările cunoscute pînă în prezent în literatura de specialitate, autorul aduce în acest capitol soluții noi în ceea ce privește procedeele de calcul al capacității de producție în unități naturale și convenționale, funcție de sortimentul de produse, concomitent cu prezentarea unor metode cum este cea a indicilor de productivitate aplicate în cazul secțiilor calde, atît pentru o producție omogenă, cît și pentru una eterogenă.

Capitolul cinci, deși restrîns, pune în temă și îl avertizează pe cititor asupra elementului dinamic al capacității de producție care este funcție de două variabile, înzestrare tehnică şi regimul de utilizare al utilajelor, determinat de evoluţia proceselor tehnologice.

În următoarele trei capitole se prezintă într-o manieră ce se impune la prima lectură a textului, metodele moderne de calcul ale capacităţii de producţie cu ajutorul programării lineare şi al tehnicii moderne de calcul, sînt prezentate elementele de bază necesare elaborării modului matematic general al determinării capacităţii de producţie pe baza programării, matematice, precum şi adaptarea acestuia la diferite situaţii concrete de producţie condiţionate de cerinţe ale economiei naţionale sau ale unităţii respective.

Reţine atenţia algoritmului de calcul al capacităţii tehnice şi de regim elaborat pe baza consideraţiilor teoretice expuse în capitolul patru, în care au fost incluse şi elementele ce se impun atît pentru utilizarea extensivă cît şi pentru cea intensivă a capacităţii de producţie.

În ultima parte a lucrării (capitolele 9, 10 şi 11) autorul, în dorinţa de a facilita (însuşirea şi aplicarea mai rapidă a metodelor şi tehnicilor specifice, prezintă o serie de exemple practice de calcul al capacităţii de producţie, a diferitelor tipuri de unităţi, atît prin metoda clasică cît şi cu ajutorul programării lineare şi a calculatoarelor electronice.

Capacitatea de producţie în construcţia de maşini, reprezintă deci o lucrare bine fundamentată teoretic dar cu mare aplicabilitate practică, care nu poate lipsi nici unui specialist.

Ing. *N. Marin*

„Perfecţionarea organizării şi conducerii vieţii sociale. Rolul statului socialist”.

Editura politică, 1972.

„Promovarea şi respectarea egalităţii socialiste“

Editura politică, 1972

În ciclul „Documente ale Partidului Comunist Român” a fost editată o culegere de texte politice, rod al colaborării dintre Editura politică şi un colectiv din cadrul Academiei pentru învăţămîntul social-politic şi perfecţionarea cadrelor de conducere „Ştefan Gheorghiu” de pe lîngă C.C. al P.C.R. şi al „Institutului de cercetări juridice al Academiei de ştiinţe sociale şi politice”, în volumul intitulat „Perfecţionarea organizării şi conducerii sociale. Rolul statului socialist”.

Volumul face parte din seria de culegeri care prezintă orientarea ideologică marxist-leninistă a politicii creatoare în domeniul activităţii de perfecţionare a conducerii vieţii sociale, pe baza documentelor P.C.R. Textele politice sînt grupate în şase capitole mari intitulate :

I. Perfecţionarea organizării şi conducerii societăţii — expresie a exercitării rolului conducător al P.C.R. Principiile promovate de partid în perfecţionarea conducerii vieţii sociale.

II. Rolul statului socialist în realizarea programului complex al construcţiei socialiste, amplificarea funcţiilor sale. În acest capitol se porneşte de la prevederile constituţiei ţării cu privire la funcţiile statului socialist român.

III. Perfecţionarea formelor şi metodelor de organizare şi conducere în toate domeniile vieţii sociale, unde sînt prezentate măsurile luate pe parcurs pentru perfecţionarea funcţiilor statului ca urmare a creşterii complexităţii social-economice : activitatea economică, activitatea cultural-educativă şi instructivă cum şi activitatea ştiinţifică.

IV. Perfecţionarea organizării şi funcţionării sistemului organismelor statului, unde se prezintă rolul fiecărei verigi în sistemul organizatoric al Statului, începînd cu Marea Adunare Naţională, continuînd cu comisiile permanente şi ministerele de resort.

V. Perfecţionarea reglementării juridice, mijloc de întărire a ordinii de drept socialiste, de asigurare a desfăşurării vieţii sociale pe temelia legii, unde se subliniază necesitatea obiectivă ca dreptul să reflecte structura socială în fiecare etapă de dezvoltare.

Volumul se încheie cu cap. VI, Perfecţionarea organizării şi activităţii organizaţiilor obşteşti pe măsura rolului lor sporit în viaţa socială şi în cadrul sistemului de organizare politică a societăţii noastre.

Un alt volum, intitulat „Promovarea şi respectarea legalităţii socialiste”, a fost editat de Editura Politică în colaborare cu un colectiv din cadrul Ministerului Justiţiei. Capitolele care grupează textele politice se intitulează :

I. Partidul Comunist Român — promotor al legalităţii socialiste unde sînt cuprinse probleme ca : întărirea legalităţii, înlăturarea elementelor de subiectivism şi arbitrar, combaterea şi înlăturarea abuzurilor şi ilegalităţilor ca fenomene străine esenţei socialismului creşterea răspunderii sociale a tuturor cetăţenilor etc.

II. Legalitatea — componentă inseparabilă a democraţiei socialiste, a orînduirii noastre de stat, capitol care grupează probleme deosebit de importante pentru activitatea de stat şi anume : necesitatea întăririi legalităţii şi a suveranităţii legii în socialism, rolul sporit al Marii Adunări Naţionale şi al Consiliului de Stat, legile ţării ca expresie a voinţei şi intereselor întregului popor, despre Constituţia R.S. România ca lege fundamentală a patriei, perfecţionarea muncii de legiferare, cunoaşterea şi însuşirea legilor ţării de către toţi cetăţenii.

III. Perfecţionarea continuă a noilor relaţii sociale şi promovarea largă a principiilor eticii şi echităţii socialiste şi comuniste, capitol care tratează ansamblul de măsură pentru îmbunătăţirea tuturor formelor şi metodelor de conducere a vieţii sociale, pentru întărirea ordinii şi disciplinei în toate sectoarele de activitate, preocuparea partidului şi statului pentru păstrarea integrităţii proprietăţii obşteşti şi pentru răspunderea fiecărui cetăţean, introducerea sancţiunilor materiale pentru abaterile care provoacă pagube etc.

De asemenea volumul cuprinde preocuparea pentru întărirea familiei ca o expresie a grijii pentru viitorul naţiunii, despre necesitatea respectării neabătute a legilor ţării — cerinţa majoră a întăririi statului şi a dezvoltării democraţiei socialiste.

A. Lazarovici

„Perfecţionarea relaţiilor de producţie, a organizării şi conducerii economiei”

Bucureşti, Editura politică, 1972.

„Perfecţionarea repartiţiei şi respectarea echităţii socialiste. Utilizarea fondurilor sociale de consum“ *

Bucureşti- Editura Politică, 1972

În ciclul „Documente ale Partidului Comunist Român” Editura Politică a scos o culegere de texte politice din rezoluţii, hotărîri şi cuvîntări ale Conducerii de partid în volumele : „Perfecţionarea relaţiilor de producţie, a organizării şi conducerii economiei” şi „Perfecţionarea repartiţiei şi respectarea echităţii socialiste. Utilizarea fondurilor sociale de consum”. Primul volum a fost pregătit pentru tipar de un colectiv redacţional de la Editura Politică în colaborare cu un colectiv al catedrei de Economie Politică de la Academia de Studii Economice din Bucureşti, iar pentru celălalt volum Editura Politică a colaborat cu un colectiv din cadrul Ministerului Muncii.

Aceste lucrări scot în evidenţă politica partidului de perfecţionare a relaţiilor de producţie ca o cerinţă obiectivă a dezvoltării forţelor de producţie contemporane, proces care se desfăşoară în mod planificat, conştient, ca o acţiune organizată a oamenilor. De asemenea lucrările subliniază politica partidului de atingere a scopului producţiei socialiste — făurirea bunăstării materiale şi spirituale a membrilor societăţii noastre socialiste.

Primul volum împarte tematica în două mari probleme :

A. Direcţiile principale ale perfecţionării relaţiilor de producţie, unde se includ măsurile pentru perfecţionarea proprietăţii socialiste sub cele două forme ale ei; diviziunea socială a muncii şi schimbul socialist de activităţi ; relaţiile de schimb (comerciale) şi aprovizionarea tehnico-materială ; perfecţionarea sistemului de preţuri, cointeresarea şi răspunderea materială şi morală, problemele consumului etc.

Din: „Documente ale Partidului Comunist Român”

B. Perfecţionarea organizării şi conducerii planificate a economiei naţionale, unde se includ măsurile privind principiile de perfecţionare şi organizare a conducerii planificate a economiei naţionale, direcţiile perfecţionării în industrie şi agricultură. De asemenea sînt prezente problemele legate de perfecţionarea structurii organizatorice a comerţului interior şi a celui exterior, perfecţionarea structurii sistemelor financiar şi bănesc, perfecţionarea organizării administrativ-teritoriale etc.

Al doilea volum anunţat mai sus îşi propune să prezinte cele mai reprezentative probleme legate de repartiţie şi de promovarea echităţii socialiste, condiţiile pentru utilizarea cît mai raţională a fondurilor sociale de consum deoarece de acesta depinde bunăstarea materială şi spirituală a societăţii. ,,Ţelul suprem înscris pe drapelul partidului nostru — arată tovarăşul Nicolae Ceauşescu — obiectivul căruia comuniştii îi subordonează întreaga lor activitate îl constituie făurirea bunăstării materiale şi spirituale a oamenilor muncii, realizarea societăţii în stare să asigure manifestarea plenară a personalităţii umane, înflorirea capacităţii şi aptitudinilor fiecărui cetăţean".

Lucrarea conţine patru capitole intitulate :

— Politica P.C.R. pentru progresul economic şi ridicarea continuă a nivelului de trai.

— Echitatea socialistă — principiu de bază al repartiţiei după muncă. Eliminarea oricăror fenomene de încălcare a echităţii socialiste.

— Activitatea partidului pentru perfecţionarea continuă a formelor repartiţiei după muncă şi înfăptuirea principiilor echităţii sociale.

— Sporirea sistematică a veniturilor populaţiei din fondurile sociale de consum.

Volumul este străbătut de preocuparea permanentă a Conducerii de partid pentru om şi nevoile sale, pentru crearea condiţiilor necesare dezvoltării multilaterale a personalităţii umane.

A. Lazarovici

A. V. Lisicikin.

Prognoza tehnico-ştiinţifică în ramurile industriei

Bucureşti, Editura tehnică, 1973, 230 p.

Cu această lucrare, tradusă din limba rusă, Editura tehnică inaugurează un ciclu de lucrări privind prognoza în tehnologie, economie şi ştiinţă, acţiune care este în deplin consens cu deosebita însemnătate pe care a căpătat-o activitatea de prognoză în economia unui stat socialist.

La recenta Conferinţă naţională a P.C.R., tovarăşul Nicolae Ceauşescu a arătat că ,,în elaborarea prognozei dezvoltării României pînă la sfîrşitul acestui secol, se porneşte de la necesitatea de a realiza un puternic avînt al forţelor de producţie, pe baza ştiinţei şi tehnicii moderne — temelia proresului general al societăţii . . ."

În ultimii ani, activitatea de prognoză tehnico-ştiinţifică din U.R.S.S. a luat o mare amploare, numeroşi specialişti din ţara prietenă contribuind la efortul mondial de fundamentare ştiinţifică a metodelor de elaborare a prognozelor. Autor a încă două cărţi despre prognoză (Prognostica, în 1968, şi Sisteme de prognoză în planificarea şi conducerea lucrărilor de cercetare ştiinţifică şi dezvoltare experimentală, în 1969, ambele în colaborare cu prof. G.M. Gvişiani), A.V. Lisicikin a scris lucrarea ,,Prognoza tehnico-ştiinţifică în ramurile industriei" în anul 1971.

Abordînd problemele prognozei tehnice şi ştiinţifice pe baza unei temeinice pregătiri în domeniul analizei sistemelor şi cercetării operaţionale, autorul reuşeşte să se facă înţeles şi de cititorii care nu au o atît de serioasă bază matematică. Totuşi, cartea de faţă nu poate fi folositoare în scopul popularizării problematicii prognozelor, înţelegerea ei necesitînd cunoştinţe de informatică şi prognostică.

În cadrul celor 7 capitole, A.V. Lisicikin reuşeşte să facă o cuprinzătoare trecere în revistă a problemelor legate de tema anunţată în titlul cărţii. Un aport deosebit, atît datorită valorii intrinseci cît şi originalităţii, al autorului constă în modul de tratare a algoritmizării metodelor de elaborare a prognozelor, precum şi a interdependenţei dintre prognoza tehnico-ştiinţifică şi cea economică.

Cartea lui Lisicikin tratează atît prognoza tehnico-ştiinţifică pe termen scurt şi mediu cît şi prognoza pe termen lung, privind dezvoltarea ramurilor industriei, exemplificările fiind date din domeniul calculatoarelor şi al sistemelor de conducere cu mijloace de automatizare.

De mare interes pentru specialistul român poate fi capitolul 6 al lucrării, în care sînt prezentate problemele legate de organizarea activităţii de prognoză tehnico-ştiinţifică de ramură, în condiţiile utilizării unor mijloace automatizate de prelucrare a datelor. În acest sens, autorul consideră că orientarea care se înscrie cel mai bine pe linia principiului organizării pe ramuri în planificare şi conducere este cea de creare a unor sisteme de prognoză pe ramură bazate pe automatizare (SPA), corelate desigur cu sistemele de conducere pe ramură bazate pe automatizare (SCA). Aceste SPA pot fi proiectate pe baza unor centre de calcul existente în cadrul ramurii, dar structura oricărui SPA trebuie să cuprindă — în mod obligatoriu — următoarele patru circuite : circuitul de luare a deciziilor, circuitul modelului obiectului prognozei, circuitul de prognoză normativă a obiectului şi circuitul de prognoză normativă a obiectului şi circuitul de prognoză explorativă a obiectului. Autorul prezintă diferite scheme-bloc ale unor sisteme de prognoză bazate pe automatizare, precum şi date privind volumul de muncă necesar elaborării prognozei, atît în condiţiile manuale cît şi automatizat.

Ultimul capitol al cărţii prezintă aspecte ale prognozei dezvoltării tehnicii de calcul şi a sistemelor de conducere bazate pe automatizare din S.U.A.

De mare interes sînt previziunile asupra echipamentelor calculatoarelor, pentru perioada 1971—1995, precum şi cele privind evoluţia performanţelor dispozitivelor periferice.

Prin bogatul său conţinut de idei, atît în domeniul prognosticii, cît şi în cel al tehnicii de calcul, lucrarea lui Lisicikin şi-a cîştigat un loc de frunte în bibliotecile specialiştilor noştri care activează în unul din domeniile amintite.

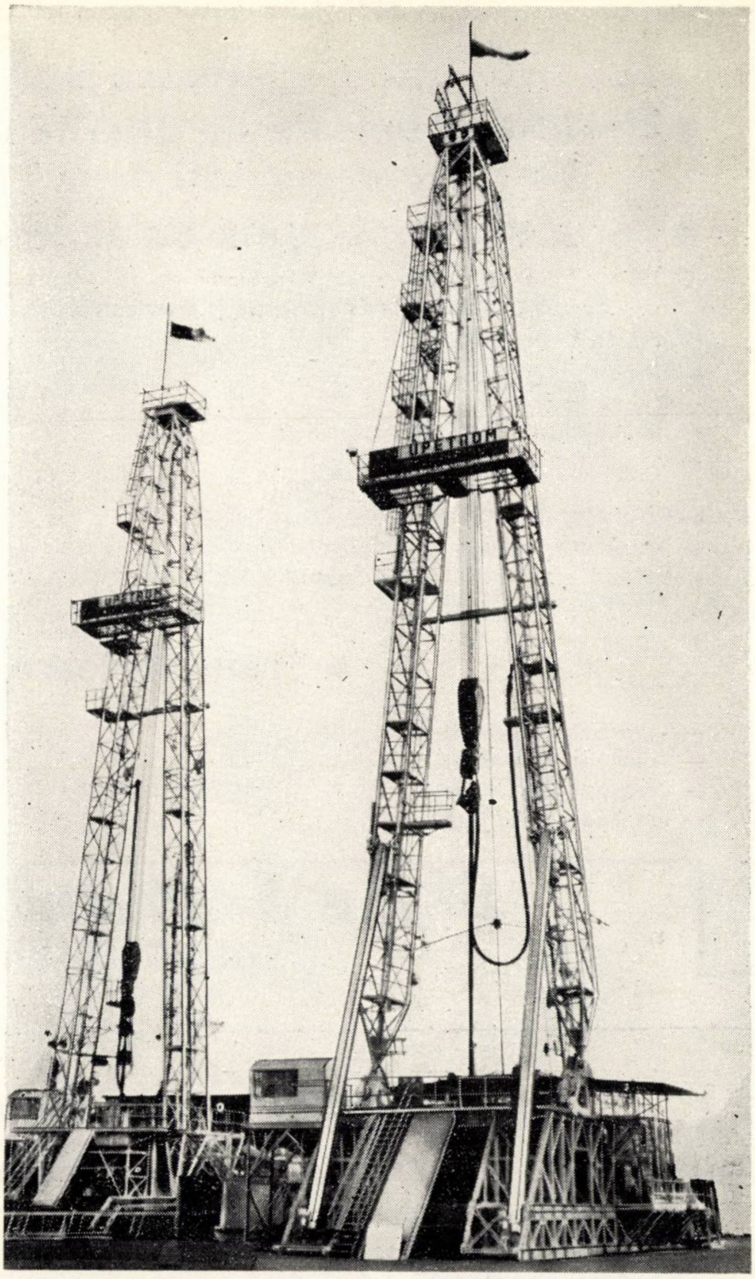
În încheiere, ne exprimăm speranţa că Editura tehnică se va grăbi să publice şi traducerea celei mai recente cărţi a lui A.V. Lisicikin ,,Teoria şi practica prognozelor", apărută anul trecut la Moscova.

Ing. *M. Mendelovici*

UZINA 1 MAI PLOIESTI

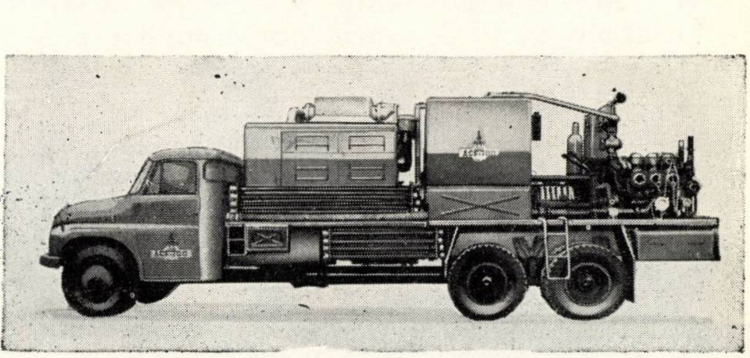
livrează la intern și export următoarele produse:

- Instalații de foraj pentru toate adîncimile
- Trolii de foraj
- Mese rotative
- Capete hidraulice
- Pompe de noroi duplex
- Pompe de noroi triplex
- Grupuri moto-pompă
- Agregate de cimentare și fisurare
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu comenzi hidraulice
- Sape cu lame
- Sape cu role
- Sape lărgitoare
- Carotiere mecanice
- Remorci basculante
- Utilaj complex pentru siderurgie



UPETROM

UPETROM
PLOIEȘTI
UZINA „1 MAI"



T. Pittini

ORAȘ PETRU GROZA

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ:

- **Elevatoare tipizate de diferite mărimi și o gamă variată de tipuri cu capacități de la 2,5 T/H pînă la 550 T/H**
- **Cărucior transpaletă cu acționare electrică—2000 kgf**

Se utilizează pentru manipularea și transportul intern al sarcinilor ce se pretează la paletizare în depozite, magazii, ateliere etc.

— Sarcina nominală	2 000 da N
— Cursa de ridicare	110 mm
— Felul acționării mecanismului de translație	electromecanic
— Viteza de deplasare — în gol	6,5 km/h
— în sarcină	4,2 km/h
— Felul acționării mecanismului de ridicare	el. hidraulic
— Viteza de ridicare — în gol	0,0685 m/s
— în sarcină	0,048 m/s

- **Transportoare Redler**

— Transportoare Redler	TLC 130 (5")
— Transportoare Redler	TLC 180 (7")
— Transportoare Redler	TLC 240 (9")
— Transportoare Redler	13"

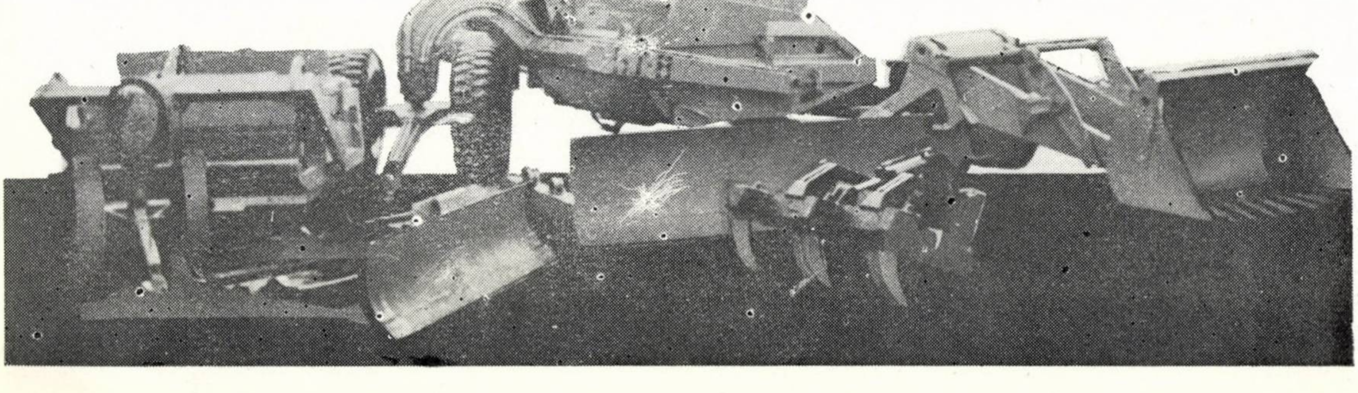
Str. 13 Septembrie nr. 24
JUDEȚUL BIHOR

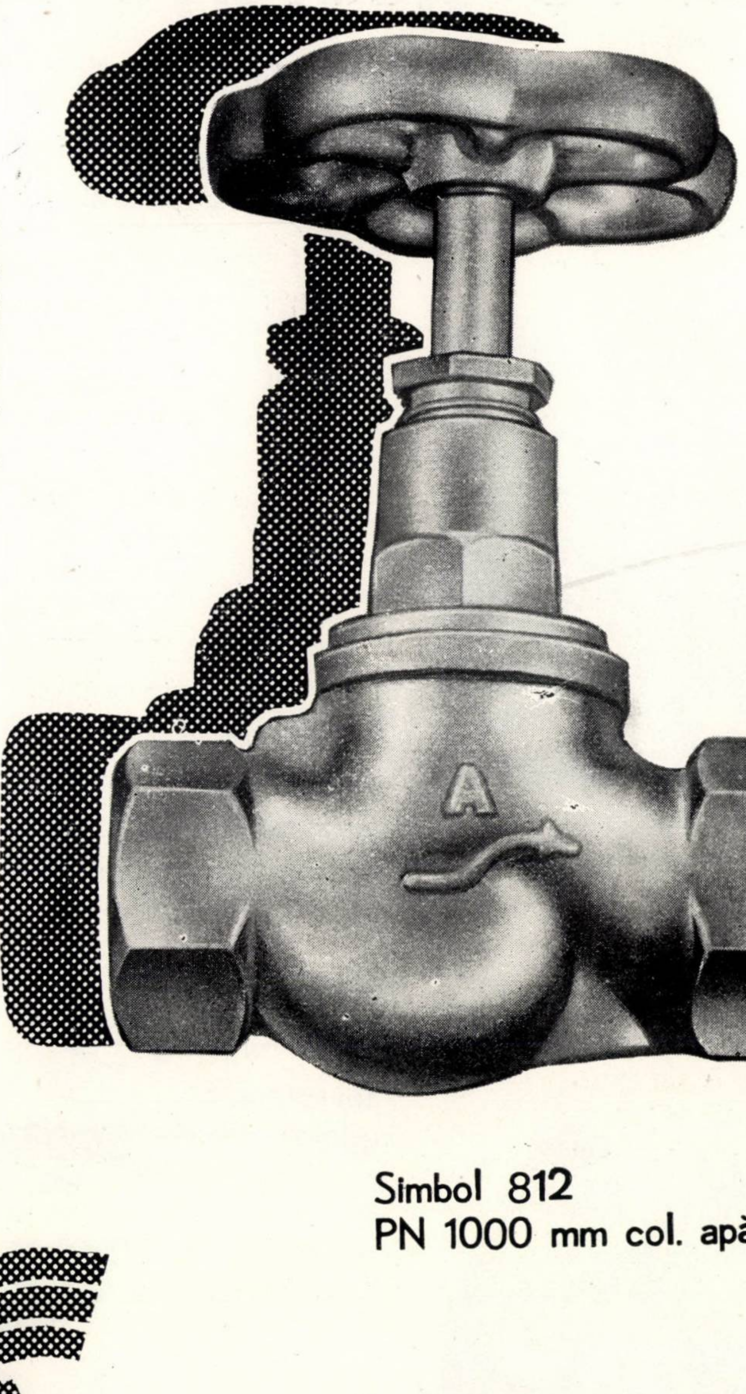
UZINA MECANICĂ "NICOLINA" IAȘI
Str. 13 Decembrie nr. 54—telefon 14264 Telex 022236
ROMÂNIA

Produce și livrează o gamă variată de mașini și utilaje pentru construcții și construcții de drumuri,

dintre care vă recomandăm:
- Echipamente pentru buldozere
- Echipamente pentru scarificator
- Echipamente pentru încărcătoare frontale
- Centrale automate pentru prepararea betoanelor
- Betoniere diferite
- Silozuri pentru depozitarea cimentului
- Screpere tractate acționate hidraulic

● Calitate ireproșabilă ● Execuție la nivelul tehnicii mondiale ● Nenumărate întrebuințări în domeniul construcțiilor și construcțiilor de drumuri





Avînd o veche tradiţie şi peste 50 ani de experienţă în domeniul fabricaţiei de armături, produce robinete din alamă pentru maşini-unelte.

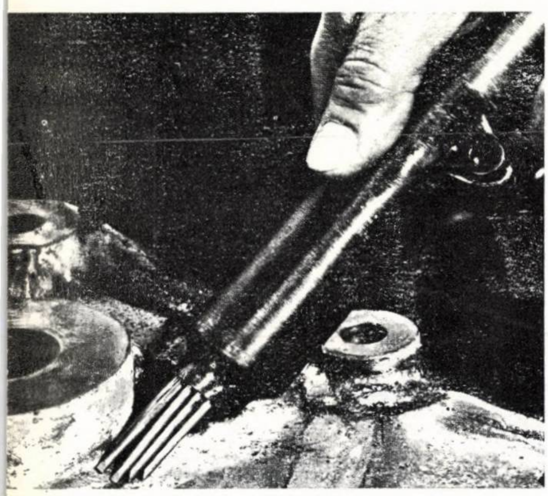
Emiteţi cu încredere comenzile dv., care vor fi satisfăcute cu maximă promptitudine!

Simbol 812
PN 1000 mm col. apă

uzina
ARMĂTURA
CLUJ

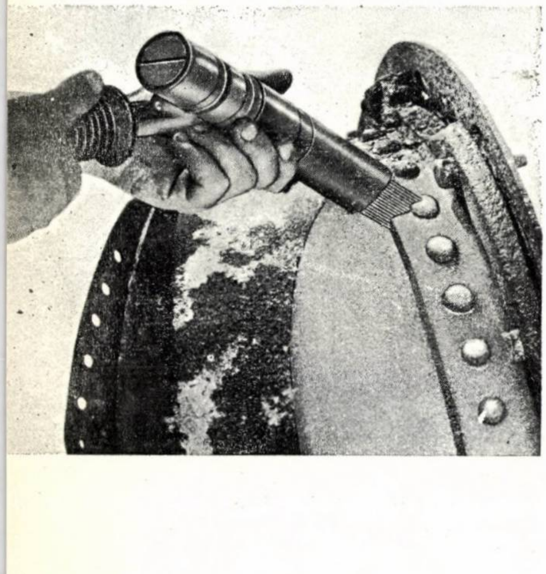
Str. Gării nr. 19; telefon 30085; telex 031273

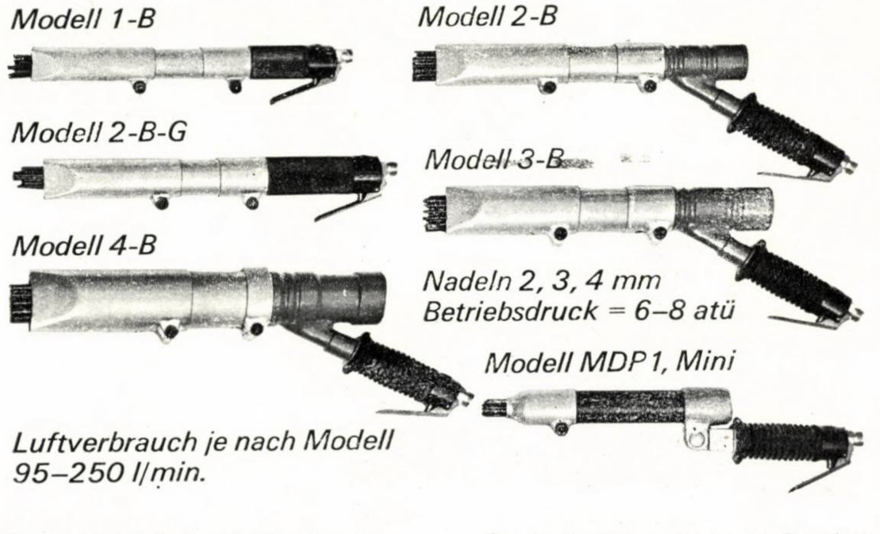
Aici se „curăță radical”! Cu pistoale cu ace VON ARX.



Pistoalele cu ace VON ARX lucrează cu aer comprimat. Ele se pot racorda la orice compresor tradițional folosit în construcții. Ace, care se mişcă liber şi care ajung pînă la un număr de 111, atacă neînduplecat rugina, crustele de vopsea, resturile de lac, zgura de sudură, cusăturile sudate, stropiturile de ciment. Indiferent dacă este vorba aici de cazane, caroserii, macarale, elemente de construcție sau maşini de construcție.

Se ajunge la orice proeminențe, îmbinări, crestături, caneluri, colțuri, capete de şuruburi, găuri şi canale, care se curăță sută la sută. Fără praf—radical—dar extrem de precaut.




Modell 1-B
Modell 2-B
Modell 2-B-G
Modell 3-B
Modell 4-B
Nadeln 2, 3, 4 mm
Betriebsdruck = 6–8 atü
Modell MDP 1, Mini
Luftverbrauch je nach Modell
95–250 l/min.

Consumul de aer în funcție de model 95—250 l/min

Ace 2, 3, 4 mm, presiunea de regim 6—8 ats.

Obțineți prospecte şi informații mai amănunțite prin MAŞINEXPORT, Bucureşti, str. Matei Millo 7, telex 206—216, telefon 33 27 20/175—Serviciul 53, sau prin DEMAG—Drucklufttechnik—Export Aussenstelle Südost—und Osteuropa, A—1200 Viena (Wien), Wehlistrasse 29, Telex: 074893

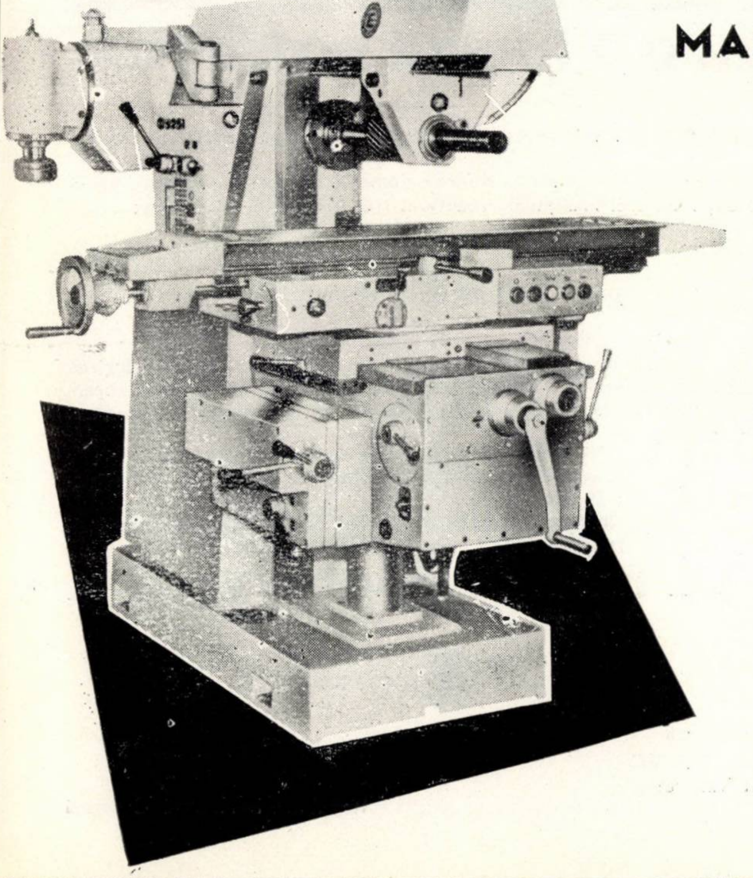
PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Exportator: : MACHINOEXPORT S.A.R.L.
5, rue AKSAKOV, Sofia, Bulgaria
Telefon : 88-53-21, Telex : 22 425
Telegrame : Machinexport-Sofia

Maşina de frezat universală FU — 251 este destinată pentru prelucrarea prin frezare a pieselor din oţel, fontă, metale neferoase şi din materiale plastice, cu contururi foarte variate. Pentru aceste operaţii pot fi utilizate toate frezele standard şi cele cu profil special : rulouri, cu disc, cu modul, cu coadă, cu suprafaţă frontală etc.

- Puterea mare a motorului principal şi gama vastă a vitezelor broşei şi a avansurilor automate permit, de asemenea, utilizarea sculelor cu plăcuţe din carburi destinate tăierii la mare viteză.
- Masa este concepută pentru a realiza ciclul liniar automat al lucrului.
- Maşina este prevăzută cu o serie completă de aparate şi de dispozitive de montaj universale.

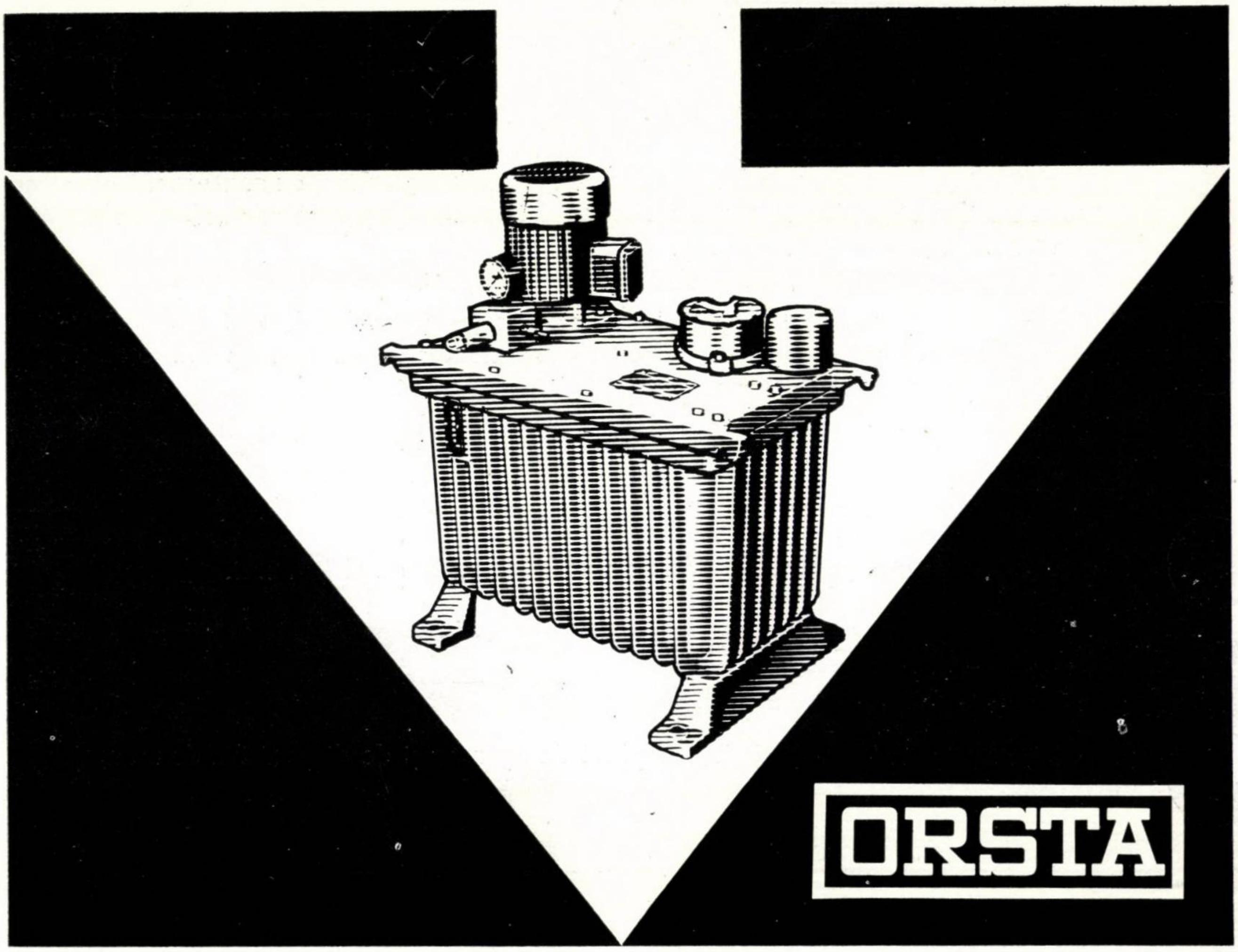


MAŞINĂ DE FREZAT UNIVERSALĂ FU—521

Caracteristici tehnice :

Dimensiunile suprafeţei utile a mesei		250×1 100 mm
Cursa mesei :	longitudinală	780 mm
	transversală	250 mm
	verticală	410 mm
Distanţa maximă între axa broşei şi suprafaţa mesei		440 mm
Unghiul de rotire a mesei în ambele sensuri		45
Numărul vitezelor broşei		18

PUBLICOM



Starea de funcţionare e lucrul hotărîtor

De multe ori se impune o folosire rapidă. În acest caz starea de funcţionare e importantă. Trebuie să realizăm randamentul cerut. Trebuie să învingem orice greutate.
Această cerinţă se referă la instalaţiile de acţionare. Avem nevoie de ele în cele mai diferite domenii economice. Intreprinderea ORSTA-Hydraulik le construieşte. De mulţi ani şi cu mare experienţă. Cu trei manipulări rezolvăm trei probleme de folosire:
1. Introducerea uleiului hidraulic!
2. Racordarea sistemului de ţevi!
3. Realizarea racordului electric!
Fluxuri nominale de transport : 2,5 pînă la 100 dm^3/min (ND = 6,3 MN/m^2 pînă la ND = 10 sau 16 MN/m^2).
Racordări : 0,4 pînă la 40 kW.
Vă livrăm acţionări cu un flux de transport de 4 pînă la 25 dm^3/min şi cu o pompă de rezervă instalată!
Metoda de construcţie standardizată a întreprinderii ORSTA-Hydraulik (sistem înregistrat al chesonului de construcţii) asigură lărgirea agregatului pînă la obţinerea unui sistem hidraulic complet. Pe placa de acoperire a acţionării poate fi demontat de exemplu rezervorul pentru lichidul de presiune, produs de întreprinderea ORSTA-Hydraulik, dacă probleme speciale de producţie reclamă acest lucru. Această operaţie măreşte starea de funcţionare.
Rezervoarele pentru lichidul de presiune, produse de întreprinderea ORSTA-Hydraulik, sînt încărcate cu un gaz, fiind înzestrate cu un perete separator elastic, ND 16 MN/m^2. Ele au fost supuse unor încercări referitoare la climat, obţinîndu-se rezultate bune. Intreprinderea ORSTA-Hydraulik le livrează în mărimile nominale 1 ; 2,5 ; 6,3 ; 10 ; 25 litri.
La cererea dvs. sub numărul de comandă R 73/2 vă trimitem materialul de informaţii despre programul de livrare a întreprinderii ORSTA-Hydraulik referitor la „Acţionări hidrostatice" precum şi referitor la „Rezervoare pentru lichidul de presiune".

RANDAMENT MARE CU AJUTORUL PRODUSELOR INTREPRINDERII ORSTA – HYDRAULIK

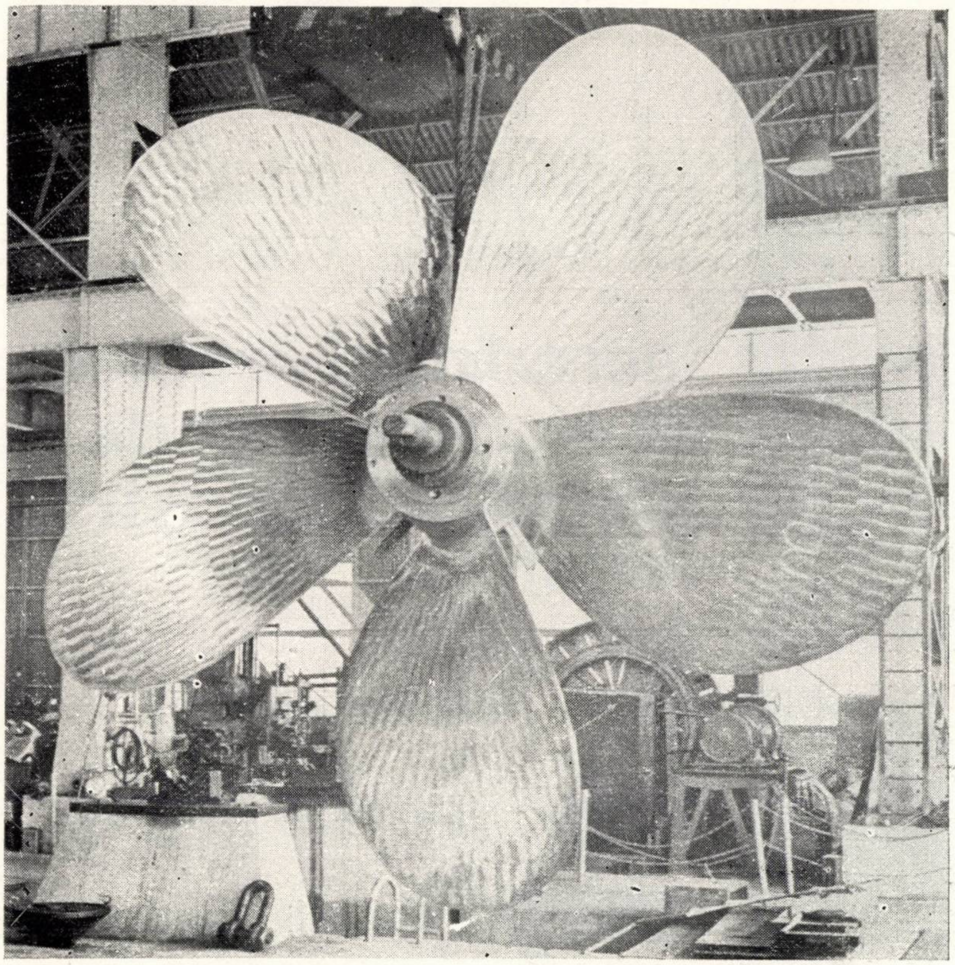
ORSTA *hydraulik*

Exportator :

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik
DDR — 701 Leipzig
Dr. Kurt—Fischer—Strasse 33

Botschaft der DDR in der
SR Rumänien HPA—TKB TC
Bucureşti—Drumul Taberei

Techno-Commerz GmbH
DDR 108 Berlin
Republica Democrată Germană



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

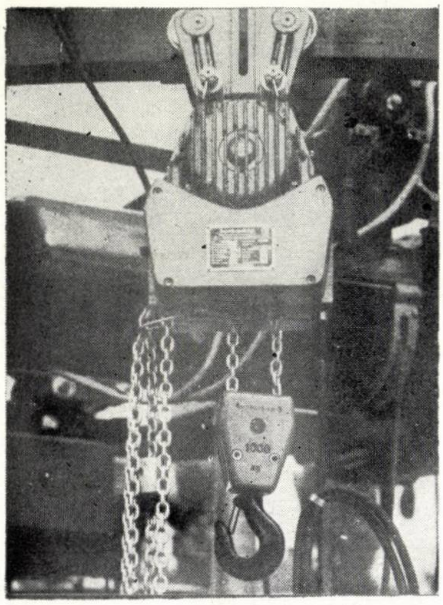
Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări.
CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

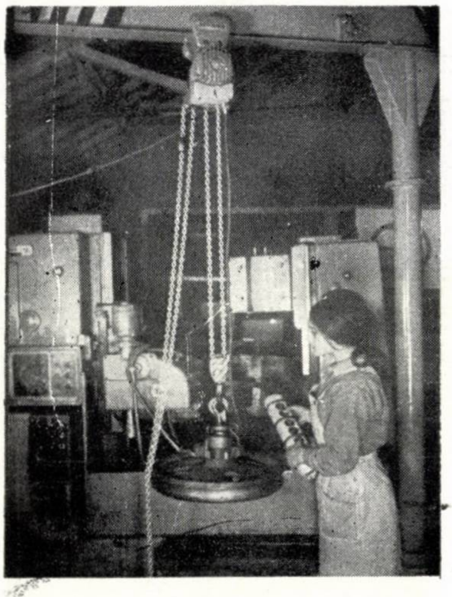
Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

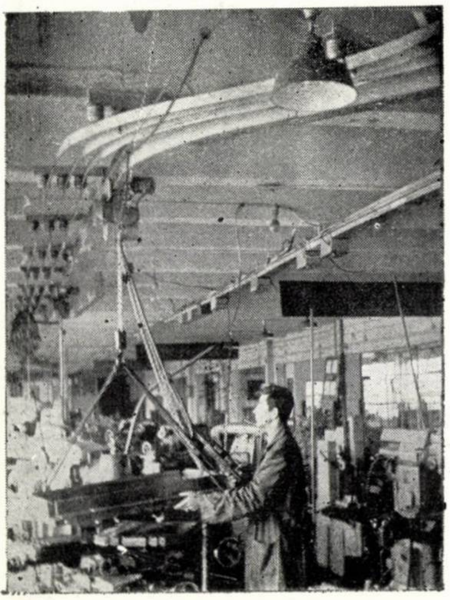
Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

balkancar







Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

construcţie simplificată

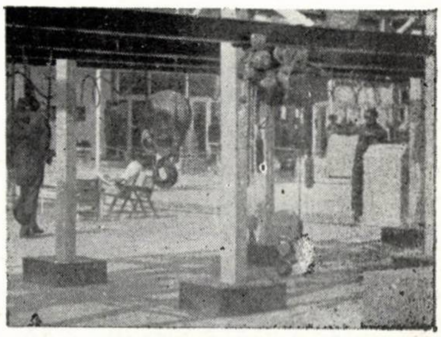
siguranţă în exploatare

cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m



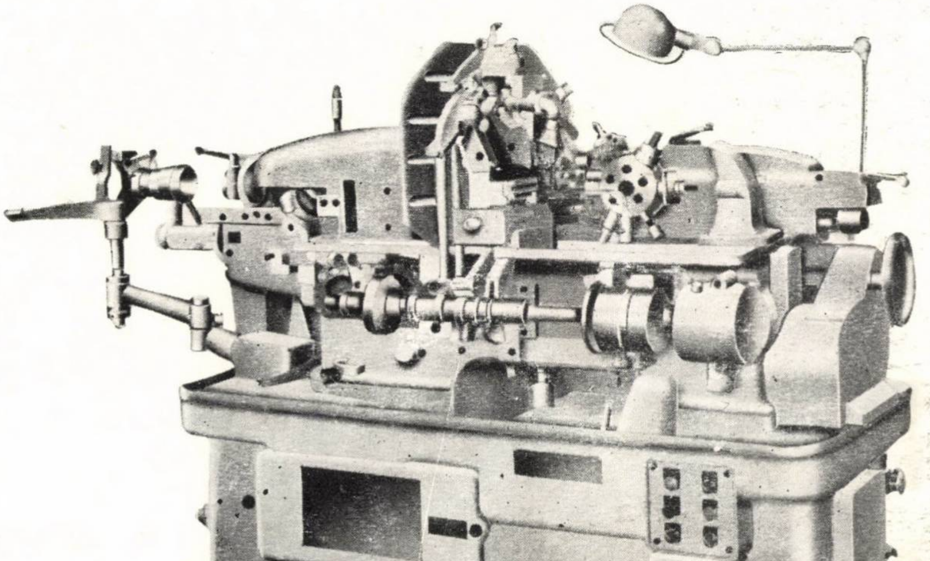
EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANŢĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60

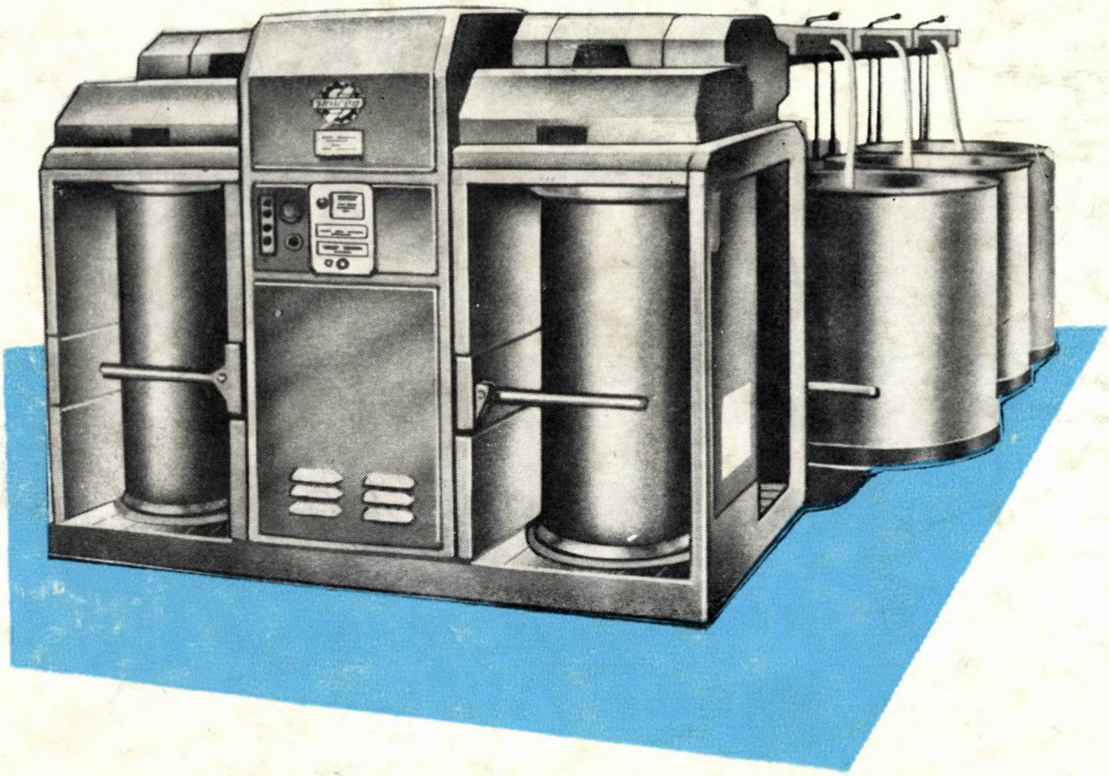


Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilităţi multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate şi precizie ridicată.
Pentru soluţionarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiştii noştrii vă stau la dispoziţie.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIŞTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2. Telefon **12558**

uzina UNIREA Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini **este de 350 m/min şi este prevăzută** cu două capete de debitare şi **schimbarea cănilor automat.**

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F.G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAŢA 1 MAI NR. 2 - TELEFON 229.10 - TELEX 238

E 3279

R

REFERALVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXV ● nr. 12 ● DECEMBRIE 1973

Pentru orice motor • Pentru orice mașină • Pentru orice uzină

FABRICA DE RULMENTI BIRLAD

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali — oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F F B
MADE IN ROMANIA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETARI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXV, Nr. 12, DECEMBRIE 1973

CUPRINS

* * *	**Editorial**	
BĂRĂNESCU, A. R.	**Cu privire la unele metode utilizate pentru a verifica caracteristicile elastice ale segmenților de piston.**	711
DARABONT, A. și VĂITEANU, D.	**Combaterea poluării fonice și a vibrațiilor compresoarelor de aer.**	714
DEMIAN, TR. și TUDOR, D.:	**Influența distribuției erorilor asupra preciziei mecanismelor de amplificare din aparate.**	718
DIMA, E.	**Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată.**	721
DOBOȘAN, V.	**Sudarea oțelurilor în amestec de argon + CO_2. Aplicații în construcția de autocamioane.**	726
MINCIU, C. și SANDU, C.	**Cinematica generării roților dințate cilindrice cu dinți înclinați cu profilul corijat.**	731
POPOVICI, P. și MUȘATESCU, D.	**Efectul cumulat al solicitărilor variabile și al coroziunii asupra pompelor cu piston.**	733
PAY, E.	**Asupra unor experiențe în domeniul prelucrării roților dințate cilindrice cu freză melc-modul.**	736
ROȘCA, I.	**Determinarea cîmpului de temperaturi în cazul corpurilor de rotație pentru condiții pe contururi date.**	740
SCHNEIDER, H.	**Comanda prin calculatoare a mașinilor-unelte.**	742
TAUSCHER, H. și FLEISCHER, H.	**Comportarea la schimbarea formei a oțelurilor la solicitări de fluaj la vibrații continue.**	748

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEȘTI 751
MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE 754
MATERIALE DOCUMENTARE 765
TEZE DE DOCTORAT 766
SUMAR ANUAL PE PROBLEME 767

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ, ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. Tr. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 62-242.3 : 001.4

Bărănescu, A.R. : **Cu privire la unele metode utilizate pentru a verifica caracteristicile elastice ale segmenţilor de piston.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) nr. 12, p. 711-713

CZ 621.51 : 628.517.2

Darabont, A. şi *Văileanu, D.* : **Combaterea poluării fonice şi a vibraţiilor compresoarelor de aer.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 714-718

CZ 621-23,0011.24

Demian, Tr. şi *Tudor, D.* : **Influenţa distribuţiei erorilor asupra preciziei mecanismelor de amplificare din aparate.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 718-721

CZ 621.643.43

Dima, E. : **Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 721-726

CZ 621.791.753.93 : 669.14 : 629.114.4

Doboşan, V. : **Sudarea oţelurilor în amestec de argon + $+ CO_2$ — Aplicaţii în construcţia de autocamioane.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 726-731

CZ 621.833.001.5

Minciu, C. şi *Sandu, C.* : **Cinematica generării roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi cu profilul corijat.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 731-733

CZ 621.65 : 629.193

Popovici, P. şi *Muşatescu, D.* : **Efectul cumulat al solicitărilor variabile şi al coroziunii asupra pompelor cu piston.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 733-736

CZ 621.833.1 : 621.914.6

Pay, E. : **Asupra unor experienţe în domeniul prelucrării roţilor dinţate cilindrice cu freză melc-modul.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 736-739

CZ 536.5 : 621.9-434

Roşca, I. : **Determinarea cîmpului de temperaturi în cazul corpurilor de rotaţie pentru condiţii pe contururi date.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 740-742

CZ 621.9 - 523.8 : 681.3

Schneider, H. : **Comanda prin calculatoare a maşinilor-unelte.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 742-747

CZ 669.14.018.44 : 621.9

Tauscher, H. şi *Fleischer, H.* : **Comportarea şi schimbarea formei a oţelurilor la solicitări de fluaj la vibraţii continue.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), nr. 12, p. 747-750

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI 751

MANIFESTĂRI ŞTIINTIFICE ŞI TEHNICE 754

MATERIALE DOCUMENTARE 765

TEZE DE DOCTORAT 766

SUMAR ANUAL PE PROBLEME 767

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI'', organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini Grele şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.G., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 50.23.25. Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti, Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia'', Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23-25, c. 3424

Taxele poştale pentru anul 1973, plătite în cont-avans conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/10.078/1972.

СОДЕРЖАНИЕ

Передовая

ДК 62 – 242.3.001.4

Бэрэнеску, А. Р.: **Некоторые методы, применяемые для проверки упругих характеристик поршневых колец.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 711–713

ДК 621.51 : 628.517.2

Дарабонт, А. и *Вэйтяну, Д.*: **Борьба с шумом и вибрациями, порождаемыми воздушными компрессорами.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 714–718

ДК 621–23.011.24

Демян, Тр. и *Тудор, Д.*: **Влияние распределения погрешностей на точность механизмов усиления в приборах.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 718–721

ДК 621.643.43

Дима, Е.: **Линзовые компенсаторы с уравновешенной нагрузкой.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 721–726

ДК 621.791.753.93 : 669.14 : 629.114.4

Добошан, В.: **Сварка стали в смеси с Аргон + CO_2 — Применение в автомобильном строительстве.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 726–731

ДК 621.833.001.5

Минчу, К. и *Санду, К.*: **Кинематика генерирования цилиндрических зубчатых колес с наклонными зубьями и с коррегированным профилем.**

Construcţia de Maşini 25(1973), № 12, стр. 731–733

ДК 621.65 : 620.193

Попович, П. и *Мушатеску, Д.* **Совмещенный эффект переменных нагрузок и коррозии на поршневые насосы.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 733–736

ДК 621.833.1 : 621.914.6

Пай, Е: **О некоторых опытах в области обработки цилиндрических зубчатых колес при помощи червячной модульной фрезы.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 736–739

ДК 536.5 : 621.9 – 434

Рошка, И.: **Определение температурного поля в случае вращающихся тел для условий на данных контурах.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 740–742

ДК 621.9 – 523.8 : 681,3

Шнейдер, Х.: **Управление станками при помощи вычислительных машин.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 742–747

ДК 669.14.018.44 : 621.9

Таушер, Х. и *Флайшер, Х.*: **Поведение при изменении формы стали вследствие ползучести при постоянных вибрациях.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), № 12, стр. 747–750

ДОСТИЖЕНИЯ РУМЫНСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ 751

ПРОЯВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ НАУКИ И ТЕХНИКИ 754

ДОКУМЕНТАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ 765

ДОКТОРСКИЕ ДИССЕРТАЦИИ 766

СОДЕРЖАНИЕ ПО ПРОБЛЕМАМ ЗА 1973 ГОД 767

INHALTSVERZEICHNIS

Leitartikel

DK 62 – 242.3.001.4

Bărănescu, A. R.: **Hinsichtlich einiger bei der Prüfung der elastischen Eigenschaften der Kolbenringe angewandten Methoden.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 711–713

DK 621.51 : 628.517.2

Darabont, A. und *Văileanu, D.*: **Lärm- und Schwingungsbekämpfung bei den Luftverdichter.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12. S. 714–718

DK 621–23.011.24

Demian, Tr. und *Tudor, D.*: **Der Einfluss der Fehlerverteilung auf die Genauigkeit der Verstärkervorrichtungen der Geräte.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 718–721

DK 621.643,43

Dima, E.: **Linsenartige Kompensatoren mit ausgeglichene Belastung.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 721–726

DK 621.791.753.93 : 669.14 : 629.114.4

Doboşan, V.: **Schweissung der Stähle im Argon + CO_2 — Gemisch. Anwendungen im Lastkraftwagenbau.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 726–731

DK 621.833.001.5

Minciu, C. und *Sandu, C.*: **Die Kinematik der Erzeugung der Stirnzahnräder mit geneigten Zähne mit korrigierten Profil.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 731–733

DK 621.65 : 620.193

Popovici, P. und *Muşatescu, D.*: **Die addierte Wirkung der veränderlichen Beanspruchungen und der Korrosion auf die Kolbenpumpen.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr, 12, S. 733–736

DK 621.833.1 : 621,914.6

Pay, E.: **Uber einige Versuche im Gebiet der Verarbeitung der Stirnzahnräder mittels Modul-Schneckenfräser.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 736–739

DK 536.5 :621.9 – 434

Roşca, I.: **Bestimmung des Temperaturfeldes im Falle der Rotationskörper bei vorgegebenen Konturenbedingungen.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 740–742

DK 621.9 – 523.8 : 681.3

Schneider, N.: **Steuerung der Werkzeugmaschinen durch Rechner.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 742–747

DK 669.14.018.44 : 621.9

Tauscher, H. und *Fleischer, H.*: **Verhalten bei Anderung der Form der Stähle bei Kriechbeanspruchungen bei kontinuerlichen Schwingungen.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), Nr. 12, S. 747–750

VERWIRKLICHUNGEN DER RUMÄNISCHEN INDUSTRIE 751

WISSENSCHAFTLICHE UND TECHNISCHE EREIGNISSE 754

DOKUMENTARMATERIALLIEN 765

DOKTORARBEITEN 766

FRAGEN-JAHRESINHALTSVERZEICHNIS 767

CONTENTS

Editorial

CZ 62–242.3.001.4.

Bărănescu, A. R.: **Regarding certain methods of checking the elastic characteristics of piston rings.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No. 12, p. 711–713

DC 621.51 : 628.517.2

Darabont, A. and *Văiteanu, D.*: **Noise and vibrations control in air compressors.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No. 12, p. 714–718

DC 621–23.0011.24

Demian, Tr. and *Tudor, D.*: **Influence of distribution of errors on the precision of amplification mechanisms in apparatuses.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No. 12, p. 718–721

DC 621.643.43

Dima, E.: **Lenticular compensators of balanced charge.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No, 12, p. 721–726

DC 621.791.753.93 : 669.14 : 629.114.4

Doboşan, V.: **Argon + CO_2 welding of steels ; Application to motor larry building.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No. 12, p. 726–731

DC 621.833.001.5

Minciu, C. and *Sandu, C.* **Kinematics of generation of spur wheels of corrected profile.**

Construcţia de Maşini 25 (1973) No 12, p. 731–733

DC 621.65 : 620.193

Popovici, P. and *Muşatescu, D.*: **Cumulative effect of variable stresses and corrosion on piston pumps.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No 12, p. 733–736

DC 621.833.1 : 621.914.6

Pay, E.: **About some experiments in machining super wheels with involute gear cutters.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No 12, p. 736–739

DC 536.5 : 621.9 – 434

Roşca, I.: **Determination of the temperature field for solids of rotation under pre-set outline conditions.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No 12, p. 740–742

DC 621.9 – 523.8 : 681.3

Schneider, N.: **Computer-controlled machine-tools**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No 12, p. 742–747

DC 669.14.018.44 :621.9

Tauscher, H. and *Fleischer. H.*: **Behaviour of steels changing shape under creeping stress caused by continuous vibrations.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), No 12, p. 747–750

Romanian Industrial Achievements 751

Technical and Scientific Events 754

Documentary Materials 765

Doctor's theses 766

Table of Contents 767

SOMMAIRE

Éditorial

CD 62 242.3.001.4

Bărănescu, A. R.: **En ce qui concerne quelques méthodes utilisées à la vérification des caractéristiques élastiques des segments de piston.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 711–713

CD 621. : 628.517.2

Darabont, A. et. *Văiteanu, D.*: **La lutte contre la polution phonique et contre les vibrations des compresseurs d'air.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 714–718

CD 621–23.0011.24

Demian Tr. et *Tudor, D.*: **L'influence de la distribution des erreurs sur la précision des mécanismes d'amplification montés sur les appareils.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no, 12, p, 718–721

CD 621.643.43

Dima, E.: **Compensateurs lenticulaires à charge équilibrée.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 721–726

CD 621.791.753.93 :669.14 : 629.114.4

Doboşan, V.: **Le soudage des aciers en mélange d'argon + + CO_2. Applications dans la construction des autocamions.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 726–731

CD 621.833.001.5

Minciu, C. et *Sandu, C.*: **La cinématique de la fabrication des roues dentées cylindriques à dents inclinées à profil corrigé.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 731–733

CD 621.65 : 620.193

Popovici, P. et *Muşatescu, D.*: **L'effet cummulé des sollicitations variables et de la corrosion sur les pompes à piston.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 733–736

CD 621.833.1 : 621.914.6

Pay, E.: **Considérations concernant certaines expériences dans le domaine de l'usinage des roues dentées cylindriques avec une fraise colimaçon-module.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 736–739

CD 536.5 :621.9 – 434

Roşca, I.: **La détermination du champ des températures dans les cas des corps de rotation, pour des conditions de contour données.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 740–742

CC 621.9 – 523.8 : 681.3

Schneider, H.: **La commande, par calculateurs, des machines-outils.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 742–747

CD 669.14.018.44 : 621.9

Tauscher, H. et *Fleischer, H.*: **Le comportement des aciers lors de l'échange de la forme, aux sollicitations de fluage aux vibrations continues.**

Construcţia de Maşini 25 (1973), no. 12, p. 747–750

Réalisations de l'Industrie roumaine 751

Manifestations scientifiques et techniques 754

Matériaux documentaires 765

Thèses de doctorat 766

Sommaire annuel, selon les problèmes 767

Industria construcţiilor de maşini în preajma celei de-a XXVI-a aniversări a proclamării Republicii

În fiecare an, sfîrşitul lunii decembrie prilejuieşte poporului român întocmirea unui bilanţ al activităţii sale în opera de edificare a socialismului.

Republica împlineşte 26 ani de existenţă. Eveniment istoric deosebit de important, abolirea monarhiei — şi prin aceasta instaurarea unui regim republican — nu a însemnat pentru ţara noastră o simplă schimbare a formei de guvernămînt ci a constituit un salt calitativ în evoluţia relaţiilor sociale.

Înlăturarea monarhiei şi instaurarea Republicii au marcat încheierea unei etape revoluţionare — desăvîrşirea revoluţiei burghezo-democratice, înscrierea pe stindardul luptei a revendicărilor revoluţiei socialiste de către clasa muncitoare în alianţă cu ţărănimea şi celelalte categorii de oameni ai muncii sub conducerea Partidului Comunist Român.

Schimbările revoluţionare marcate de insurecţia naţională antifascistă armată de la 23 August 1944 au condus firesc la crearea condiţiilor pentru cucerirea deplină a puterii de către clasa muncitoare la 30 decembrie 1947 şi prin aceasta, instaurarea celei mai democratice forme de guvernămînt din istoria ţării noastre, care a făcut posibilă şi necesară trecerea la edificarea socialismului, în toate domeniile de activitate. Aceasta a constituit singura cale de lichidare a rămînerii în urmă moştenite, de punere într-o perioadă istorică relativ scurtă, a bazelor unei economii moderne. „Astăzi — subliniază tov. Nicolae Ceauşescu — România socialistă în care şi-au găsit împlinirea cele mai înalte năzuinţe şi aspiraţii ale poporului, se numără printre statele cu cea mai avansată orînduire socială şi politică, oferă imaginea unei ţări în plin şi intens proces de dezvoltare materială şi spirituală, se manifestă ca forţă activă în lupta contemporană pentru progres şi civilizaţie".

Cheia acestor succese dobîndite de poporul nostru a fost aplicarea unei politici consecvente de industrializare socialistă a ţării în care un rol primordial i-a revenit ramurii construcţiilor de maşini.

Industrializarea a reprezentat şi reprezintă pentru România o importanţă vitală în procesul de lichidare a stării de înapoiere moştenite de la orînduirea capitalistă, cunoscîndu-se faptul că ne aflam printre ţările cu nivelul cel mai scăzut din Europa reflectat printre altele în venitul naţional pe locuitor de numai 70—80 dolari, în structura îngustă, unilaterală a industriei cu o participare de numai 30,8% la crearea venitului naţional, în ponderea ridicată (de peste 3/4) a populaţiei active ocupată în agricultură etc.

Decalajul pronunţat între România şi ţările avansate industrial din Europa a fost scos în evidenţă şi de Enciclopedia României (vol. III) din care rezultă că România producea în anul 1938 cu mult sub nivelul unor ţări europene (tabela 1).

Tabela 1

Produsul	România produce (%) față de:		
	Belgia	Franța	Suedia
Energie electrică	11,5	14,4	5,6
Fontă şi feroaliaje	2,9	5,8	7,5
Oţel	6,7	12,0	11,6
Ciment	9,1	32,5	20,7

Starea de înapoiere a României s-a reflectat şi în structura import-exportului, produsele petroliere brute, forestiere şi agroalimentare reprezentînd 9/10 din valoarea exportului României în timp ce în import 75% reprezentau produse finite, o tonă de produse importate echivala cu 9—10 tone de produse exportate în formă primară şi la o valoare mică.

În aceste condiţii s-a impus necesitatea industrializării socialiste ca mijloc fundamental pentru valorificarea raţională a resurselor naturale şi umane de care dispune ţara noastră.

Astfel, au fost orientate investiţiile pentru dezvoltarea industriei în proporţie de peste 50% din totalul investiţiilor efectuate de către Stat în perioada 1950—1972. Mai mult de 3/4 din aceste investiţii au fost orientate spre crearea şi dezvoltarea ramurilor producătoare de mijloace de producţie, cu rol decisiv în promovarea progresului tehnic: energie electrică, metalurgică, construcţiile de maşini şi chimică.

Creşterea producţiei industriale ca urmare a politicii de industrializare s-a înfăptuit prin ritmuri înalte, România fiind considerată de statisticile internaţionale una din economiile cele mai dinamice din lume.

Ca urmare a dezvoltării continue a forţelor de producţie, România a lichidat starea de înapoiere, s-a ridicat la un nou nivel de dezvoltare.

Decalajele, deşi nelichidate încă, s-au micşorat simţitor astăzi în raport cu perioada de început a industrializării. Astfel, situaţia prezentată în tabela 2 ne confirmă salturile făcute de industria noastră în această privinţă.

Tabela 2

Produsul	Producţia pe locuitor a României din 1950 şi 1971 egală pe rînd cu 1											
	Anglia		Belgia		Franţa		R.F.G.		Italia		Suedia	
	1950	1971	1950	1971	1950	1971	1950	1971	1950	1971	1950	1971
Energie electrică	7,1	2,3	7,6	2,0	6,1	1,5	7,2	2,3	4,0	1,2	20,0	4,2
Oţel	9,7	1,3	12,8	3,9	6,1	1,9	7,5	2,0	1,5	1,0	6,1	1,9
Ciment	3,1	0,8	6,6	1,7	2,8	1,3	3,6	1,3	1,7	1,4	4,4	1,1

Problema lichidării decalajului rămîne în atenţia politicii economice a partidului nostru, România trebuind să facă încă eforturi mari pentru depăşirea stadiului de ţară în curs de dezvoltare şi a ajunge la nivelul ţărilor dezvoltate economic.

Programul de dezvoltare economico-socială elaborat de Congresul al X-lea şi de Conferinţa Naţională a P. C. R din 1972 conţine o coordonată majoră privind accelerarea înaintării noastre prin dezvoltarea puternică a forţelor de producţie pe baza promovării celor mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii, dezvoltare necesară noii etape în care a intrat ţara noastră şi anume edificarea societăţii socialiste multilateral dezvoltate.

În întreaga politică de industrializare socialistă, construcţiile de maşini s-au bucurat de o atenţie deosebită fiind o ramură care trebuie să fie deosebit de receptivă la toate cerinţele ridicate în edificarea socialismului, fiind elementul esenţial în dezvoltarea şi perfecţionarea fabricaţiei mijloacelor de producţie.

Alături de celelalte ramuri de bază sau cum mai sînt numite „industrii de creştere” (energetica, metalurgia, chimia) în interiorul industriei construcţiilor de maşini au avut loc schimbări calitative în sensul creşterii cu precădere a domeniilor strîns legate de revoluţia tehnico-ştiinţifică contemporană şi anume: electronica şi electrotehnica, mecanica fină, producţia de maşini-unelte, producţia de nave, utilaje tehnologice complexe pentru industria chimică, petrolieră, minieră etc.

Urmărind dinamica unor produse ale construcţiilor de maşini în perioada 1950—1972 (tabela 3) apare concludent procesul de diversificare a producţiei acestei ramuri.

Tabela 3

Produsul	UM	1950	1972
Cazane cu abur industriale	t. abur/h	740	2555
Motoare cu combustie internă	mii CP	40	1855
Generatoare electrice	mii kVA	15	482
Transformatoare electrice	— ,, —	205	11.108
Tractoare	buc.	3469	34.883
Vagoane marfă	buc.	1875	11.153
Rulmenţi	mii buc.	217	28.355
Strunguri	buc.	184	4.521

Se remarcă o creștere substanțială la unele produse de 46,1 ori la motoare cu combustie internă, de 10 ori la tractoare, de 32 și respectiv 54 ori la generatoare și transformatoare electrice etc.

Industria construcțiilor de mașini s-a profilat pe o gamă largă de mașini și utilaje tehnologice pentru acoperirea necesităților crescînde ale economiei naționale în continuă diversificare și complexitate.

Livrarea utilajelor pentru marile obiective industriale ca grupurile de generatoare Kaplan de 178 MW pentru sistemul energetic și de hidronavigație de la Porțile de Fier, a agregatelor Paltin de 175 MW pentru hidrocentrala de la Lotru, sînt rodul activității creatoare a lucrătorilor din construcția de mașini. România este recunoscută pe plan mondial pentru utilajul petrolier în continuă perfecționare privind sistemul de centralizare a comenzilor și automatizare, utilaj prezentat în mai multe variante de acționare (diesel-hidraulic, diesel-electric și electric integral).

Progresul tehnico-științific deosebit de rapid a făcut posibilă tendința de diversificare a producției industriale și îndeosebi a industriei construcțiilor de mașini, de adîncire a diviziunii interne și internaționale a muncii. A fost lărgit nomenclatorul producției acestei ramuri cu peste 3 400 sortimente noi care au reînnoit în proporție de peste 60% producția, cu o vechime de sub 5 ani, iar în industria electrotehnică acest procent ajungînd la 80%.

Realizările obținute nu ar fi fost posibile fără o politică susținută de investiții, rezervîndu-se industriei construcțiilor de mașini 19,8% din volumul investițiilor de stat, ceea ce a făcut posibilă modificarea ponderii industriei construcțiilor de mașini și prelucrare a metalelor în total producție industrială de la 7,4% în anul 1950 la 27,8% în 1972, adică o triplare în decurs de două decenii.

Orientarea masivă a investițiilor pentru această ramură a determinat ca industria construcțiilor de mașini să joace un rol primordial în economia noastră națională, principalul factor al progresului economic și social. Au fost create și s-au dezvoltat ramuri noi de înaltă tehnicitate care asigură produse de mare complexitate recunoscute în scurt timp și pe piața mondială. Procesul de modernizare a economiei se accentuează în prezent cu influențe considerabile asupra construcțiilor de mașini. Introducerea progresului tehnic contemporan determină mutații nu numai prin schimbarea ponderii unor subramuri devenite prioritare (electrotehnica și electronica) ci și în domeniul specializării și concentrării unităților productive în favoarea întreprinderilor mari. Statistica arată că în intervalul 1960—1972 principalii indicatori sintetici ai industriei în ramura construcțiilor de mașini și prelucrarea metalelor se prezintă conform tabelei 4.

Tabela 4

Indicatori	anii			
	1960	1965	1970	1972
Nr. întreprinderilor	199	190	214	240
Nr. mediu scriptic al muncitorilor	193851	287373	386470	461931
Puterea instalată care deservește producția MW	611	1059	1888	2618
Puterea instalată la 100 muncitori MW	315	368	489	567
Consumul de energie electrică pe muncitor kWh	3319	4283	5935	6452

De aici rezultă că în timp ce numărul întreprinderilor a crescut cu numai 1,2 ori, numărul muncitorilor a crescut de 2,4 ori, iar puterea instalată de 4,2 ori ca urmare a procesului de automatizare a producției.

În cadrul ramurii construcțiilor de mașini, paralel cu procesul de modernizare a întreprinderilor existente, au fost puse în funcțiune noi întreprinderi industriale ca : Întreprinderea de autoturisme de la Pitești, Uzina de cinescoape București, Fabrica de aparate electronice de măsură și Fabrica de elemente de automatizare din București, Întreprinderea de mașini-unelte și agregate și Întreprinderea de mașini grele București.

Repartizarea raţională pe teritoriul ţării a producţiei materiale şi îndeosebi a industriei asigură dezvoltarea armonioasă a tuturor regiunilor, punerea în valoare a bogăţiilor materiale şi umane, ridicarea nivelului de viaţă a întregii populaţii.

Actualul cincinal se bazează pe creşterea intensivă a activităţii productive, pe aplicarea progresului tehnic în sensul cel mai larg în care automatizarea producţiei şi introducerea proceselor tehnologice moderne constituie trăsătura principală.

Economia noastră naţională dispune în prezent de un însemnat potenţial productiv. Folosirea intensivă a capacităţilor de producţie şi încărcarea corespunzătoare a maşinilor şi utilajelor, creşterea valorii producţiei ce se realizează cu 1000 lei fonduri fixe constituie căi principale de sporire a eficienţei economice şi sarcini de mare importanţă puse de Congresul al X-lea al PCR şi Conferinţa Naţională din 1972 care au mobilizat întreaga suflare productivă a ţării la realizarea înainte de termen a actualului plan cincinal.

O contribuţie deosebită în această direcţie a adus-o cercetarea ştiinţifică în strînsă legătură cu nevoia practică. Prin intermediul institutelor de cercetare departamentale, al centralelor industriale şi al laboratoarelor uzinale, unele probleme ale dezvoltării construcţiilor de maşini au fost rezolvate prin cercetările proprii şi anume : echipamentul hidraulic pentru sistemul energetic de la Porţile de Fier, modernizarea şi diversificarea maşinilor agricole etc.

Multe din produsele româneşti din ramura construcţiilor de maşini au fost medaliate în confruntări internaţionale.

Succesele înregistrate de industria construcţiilor de maşini a făcut posibilă pătrunderea României în circuitul economic mondial şi să participe activ la schimbul de valori materiale şi spirituale. Numai industria construcţiilor de maşini acoperă circa 25% din totalul exportului. Este ştiut că realităţile lumii contemporane, ale revoluţiei tehnico-ştiinţifice care se desfăşoară pe plan mondial accentuează tot mai mult interdependenţa între popoare în toate domeniile : economic, ştiinţific, tehnic, face necesară participarea activă a fiecărei ţări la diviziunea internaţională a muncii.

Realizările obţinute pînă acum şi pe această bază, vastul program de dezvoltare economico-socială ridică România pe noi trepte de dezvoltare, contribuie la afirmarea superiorităţii orînduirii socialiste.

◆

CZ 62 – 242.3.001.4

Cu privire la unele metode utilizate pentru a verifica caracteristicile elastice ale segmenţilor de piston

Dr. ing. Anca Rodica BĂRĂNESCU – Institutul politehnic–Bucureşti

Condiţiile de funcţionare ale segmenţilor autoelastici de piston ai motoarelor cu ardere internă, capacitatea lor de etanşare a cilindrului depind într-o măsură însemnată de presiune pe care segmentul montat o exercită asupra cilindrului. Aceasta influenţează direct uzura segmenţilor în timpul funcţionării, procesul de curgere a unei fracţiuni din fluidul motor spre carter, precum şi condiţiile de lubrificaţie ale segmentului şi cilindrului. Pentru segmenţii moderni se adoptă de regulă distribuţii neuniforme de presiune, care să asigure valori mai mari în apropierea capetelor segmentului. Aceste distribuţii, determinate teoretic şi experimental în concordanţă cu cerinţele concrete de funcţionare impuse segmenţilor, devin o dată de proiectare pentru segment şi sînt asigurate prin prelucrarea segmentului după un anumit profil, biunivoc corelat cu distribuţia presiunii.

În fabricaţie, distribuţia de presiune se verifică prin metode indirecte, preluate de la segmenţii cu distribuţie constantă a presiunii. Pentru aceştia, măsurarea forţei de închidere a segmentului cu o bandă flexibilă pînă la fanta corespunzătoare stării de montaj permite calcularea corectă a presiunii segmentului.

Metoda este uneori folosită şi pentru segmenţii de distribuţie variabilă a presiunii deşi pentru aceştia măsurarea forţei de închidere nu dă decît indicaţii globale asupra elasticităţii segmentului şi nu asupra distribuţiei presiunii.

Se utilizează de asemenea metoda măsurării ovalităţii segmentului, dar informaţiile furnizate de această metodă au acelaşi caracter global.

În prezenta lucrare se determină analitic expresiile forţei de închidere a segmentului şi a ovalităţii, pentru un segment cu o distribuţie variabilă oarecare a presiunii pe circumferinţă.

1. Determinarea ovalităţii şi a forţei de închidere pentru un segment cu distribuţie variabilă a presiunii

Se numeşte ovalitate a unui segment de piston, diferenţa între diametrele pe direcţia deschiderii segmentului şi perpendicular pe această direcţie, măsurate pentru segmentul închis cu ajutorul unei benzi flexibile înfăşurată pe circumferinţa exterioară, pînă cînd distanţa între capetele sale libere devine egală cu jocul în stare de montaj. Cu notaţiile din figura 1, şi dacă se ia drept referinţă fibra exterioară a segmentului montat în cilindru (un cerc cu diametrul D al cilindrului), ovalitatea se poate scrie

$$\Delta = D + \Delta x_B - (D - 2\Delta y_c) = \Delta x_B + 2\Delta y_c. \quad (1)$$

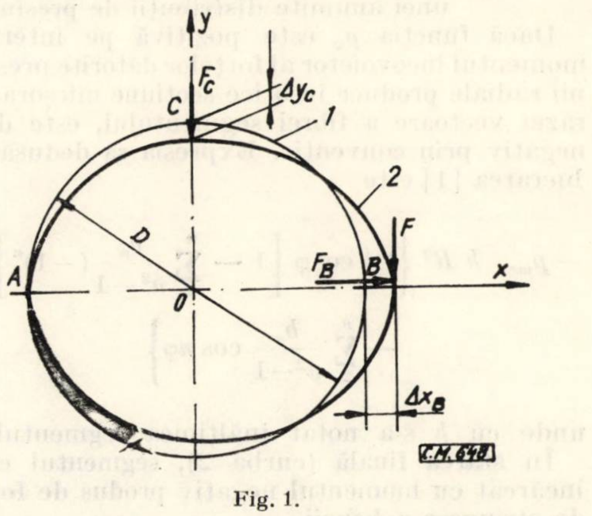


Fig. 1.

Pentru calcularea deplasărilor în punctele B şi C se pot utiliza metode energetice. Astfel, dacă se aplică teorema lui Castigliano, se obţin, pentru deplasarea capătului liber B pe direcţiile ox şi oy, expresiile

$$\Delta x_B = \frac{R}{EI}\int_0^\pi \mathcal{M}_\varphi \frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F_B}\, d\varphi, \quad (2)$$

$$\Delta y_B = \frac{R}{EI}\int_0^\pi \mathcal{M}_\varphi \frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F}\, d\varphi, \quad (3)$$

unde

— $\mathcal{M}_\varphi$ este momentul încovoietor care produce trecerea fibrei exterioare a segmentului de la starea 1 la starea 2,

— F este forţa de strîngere a benzii, lucrînd pe direcţia axei oy,

— F_B este forţa fictivă acţionînd în capătul liber pe direcţia ox, în sensul deplasării capătului liber,

— $R = \dfrac{D}{2}$.

Pentru determinarea momentului încovoietor $\mathcal{M}_\varphi$ se ţine seama că în starea iniţială considerată (curba 1) segmentul este încărcat cu forţele produse de reacţiunea cilindrului. Momentul încovoietor produs în fibra exterioară a segmentului de aceste forţe depinde de forma liberă a segmentului adică de legea de distribuţie a presiunii radiale pe circumferinţă *). În forma cea mai generală, distribuţia presiunii radiale se exprimă cu ajutorul unei serii trigonometrice cu număr finit de termeni, sub forma

$$p_\varphi = p_{med}\left(1+\sum_{2}^{n} b_n \cos n\varphi\right), \tag{4}$$

unde

— p_{med} este valoarea medie a funcţiunii variabile p_φ în intervalul $\varphi \in [0,\pi]$

— b_n sînt coeficienţi numerici, caracteristici unei anumite distribuţii de presiune.

Dacă funcţia p_φ este pozitivă pe interval momentul încovoietor al forţelor datorite presiunii radiale produce în orice secţiune micşorarea razei vectoare a fibrei segmentului, este deci negativ prin convenţie. Expresia sa dedusă în lucrarea [1] este

$$-p_{med}\ h\ R^2\left\{1+\cos\varphi\left[1-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]-\right.$$
$$\left.-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}\cos n\varphi\right\}$$

unde cu h s-a notat înălţimea segmentului.

În starea finală (curba 2), segmentul este încărcat cu momentul negativ produs de forţa de strîngere a benzii

$$-FR\,(1+\cos\varphi)$$

şi cu momentul pozitiv produs de forţa fictivă F_B,

$$+F_B\ R\sin\varphi$$

Momentul încovoietor $\mathcal{M}_\varphi$ rezultă deci ca diferenţă a momentelor încovoietoare în cele două stări, adică

$$\mathcal{M}_\varphi = -FR\,(1+\cos\varphi)+F_B R\sin\varphi +$$
$$+p_{med} h R^2\left\{1+\cos\varphi\left[1-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]-\right.$$
$$\left.-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}\cos n\varphi\right\} \tag{5}$$

Întrucît $\Delta y_B = 0$, relaţia (3) permite determinarea mărimii forţei de strîngere; într-adevăr, $\frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F} = -R\ (1+\cos\varphi)$ şi deci relaţia (3) se poate scrie

$$\frac{R^3}{EI}\int_0^\pi\left[F\,(1+\cos\varphi)^2 - p_{med}\ hR\,(1+\right.$$
$$+\cos\varphi)\left\{1+\cos\varphi\left[1-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]-\right.$$
$$\left.\left.-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}\cos n\varphi\right\}\right]=0$$

de unde rezultă pentru forţa de strîngere expresia

$$F = p_{med}\ h\ R\left[1-\frac{1}{3}\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]. \tag{6}$$

Deplasarea Δx_B a capătului liber pe direcţia OX se determină cu ajutorul relaţiei (2) în care momentul încovoietor are expresia (5), $F_B = 0$, iar derivata $\frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F_B}$ este

$$\frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F_B} = R\sin\varphi.$$

Se obţine

$$\Delta X_B = \frac{R^3}{EI}\int_0^\pi \sin\varphi\left\{-F\,(1+\cos\varphi)+\right.$$
$$+p_{med}\,h\,R\left\{1+\cos\varphi\left[1-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]-\right.$$
$$\left.\left.-\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}\cos n\varphi\right\}\right\}d\varphi.$$

După integrare şi înlocuirea forţei de deschidere F deplasarea ΔX_B capătă forma

$$\Delta X_B = \frac{p_{med}\,h\,R^4}{EI}\left[2\sum_{1}^{\frac{n}{2}}\frac{b_{2q}}{(4_q{}^2-1)^2}+\right.$$
$$\left.+\frac{2}{3}\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right]. \tag{7}$$

Pentru punctul C, deplasarea se determină asemănător. În ipoteza deformaţiilor mici, se poate considera că punctul C se deplasează numai pe direcţia oy deci $\Delta X_c = 0$. Deplasarea pe direcţia oy are expresia

$$\Delta y_c = \frac{R}{EI}\int_0^{\frac{\pi}{2}} \mathcal{M}_\varphi \frac{\partial \mathcal{M}_\varphi}{\partial F_c}\,d\varphi, \tag{8}$$

---

* În lucrarea [1] se demonstrează teorema care afirmă că între dimensiunile secţiunii transversale a segmentului şi forma sa în stare liberă, — pe de o parte —, şi presiunea radială a segmentului montat, — pe de altă parte — există o corespondenţă biunivocă.

unde

$$\mathcal{M}_{\varphi} = -FR(1+\cos\varphi) - F_c R\cos\varphi +$$

$$+ p_{med}\, h\, R \left\{1 + \cos\varphi\left[1 - \sum_{2}^{n} \frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right] - \right.$$

$$\left. - \sum_{2}^{n} \frac{b_n}{n^2-1}\cos n\varphi\right\},$$

F_c fiind forţa fictivă care produce deplasarea punctului C între cele două stări. Rezultă $\frac{\partial \mathcal{M}_{\varphi}}{\partial F_c} = -R\cos_{\varphi}$, iar deplasarea punctului C devine

$$\Delta y_c = \frac{R^3}{EI}\int_0^{\frac{\pi}{2}} -\cos\varphi\left\{-F(1+\cos_{\varphi}) + \right.$$

$$+ p_{med}\, h\, R\left\{1 + \cos\varphi\left[1 - \sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n\right] - \right.$$

$$\left.\left. - \sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}\cos n^{\varphi}\right\}\right\} d\varphi.$$

Folosind pentru forţa de strîngere F expresia (6), rezultă în definitiv

$$\Delta y_c = \frac{p_{med}\, h\, R^4}{EI}\left[\frac{1}{6}(\pi - 2)\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n - \right.$$

$$\left. - \sum_{1}^{\frac{n}{2}} \frac{b_{2q}}{(4_q^2 - 1)^2}(-1)_q\right]. \quad (9)$$

Dacă se inlocuiesc expresiile (7) şi (9) în formula (1), ovalitatea segmentului de piston de repartiţie variabilă a presiunii pe circumferinţă devine

$$\Delta = \Delta x_B + 2\Delta y_c = \frac{p_{med}\, h\, R^4}{EI}\left[\frac{\pi}{3}\sum_{2}^{n}\frac{b_n}{n^2-1}(-1)^n + \right.$$

$$\left. + 4\sum_{1}^{\frac{n}{4}}\frac{b_{4q}}{(16_q^2 - 1)}\right]. \quad (10)$$

2. *Expresia forţei de strîngere şi a ovalităţii în cazuri particulare de distribuţie a presiunii radiale*

2.1. — *Segment de presiune constantă.* În acest caz $b_n = 0$; expresia (6) a forţei de strîngere devine

$$F = p_{med}\, hR, \quad (11)$$

iar ovalitatea este nulă, deoarece conform expresiei (10), $\Delta = 0$. Dacă se măsoară forţa de închidere F, se poate determina cu ajutorul relaţiei (11) valoarea presiunii p_{med} uniform distribuită. De asemenea, ovalitatea măsurată trebuie să fie nulă. În felul acesta se poate controla în fabricaţie legea de distribuţie a presiunii.

2.2. — *Segment de presiune variabilă* $p_{\varphi} = p_{med}(1 + b_2\cos 2\varphi)$. În acest caz caracterizat prin $n = 2$, relaţiile (6) şi (10) conduc la următoarele expresii pentru forţa de strîngere şi respectiv ovalitatea segmentului

$$F = p_{med}\, hR\left(1 - \frac{b_2}{9}\right), \quad (12)$$

$$\Delta = \frac{p_{med}\, h\, R^4}{EI}\cdot\frac{4+\pi}{9}b_2. \quad (13)$$

Distribuţia de presiune este caracterizată prin două mărimi: valoarea medie a presiunii — p_{med} — şi coeficientul b_2 al seriei trigonometrice. Rezolvînd sistemul (12), (13) în raport cu p_{med} şi b_2 se obţin expresiile

$$p_{med} = \frac{F}{h\, R} + \frac{\Delta\, E\, I}{7{,}14\, hR^4},$$

$$b_2 = \frac{9\,\Delta\, E\, I}{7{,}14\, F\, R^3 + \Delta\, E\, I}$$

cu care se poate verifica distribuţia de presiune.

2.3. — *Segment de presiune variabilă* $p\varphi = p_{med}\left((1 + \sum_{2}^{n} b_n \cos n\varphi\right)$. În acest caz expresiile (6) şi (10) reprezintă două relaţii între n parametri ce caracterizează variaţia presiunii ($n - 1$ coeficienţi numerici ai seriei trigonometrice) şi presiunea medie p_{med}. În consecinţă forţa de strîngere şi ovalitatea nu pot fi utilizate pentru verificarea distribuţiei de presiune.

3. *Concluzii*

Se constată că pentru un segment cu repartiţia variabilă a presiunii, verificarea acestei repartiţii pe cale indirectă, prin măsurarea forţei de închidere a segmentului şi a ovalităţii, nu se poate face riguros decît dacă distribuţia de presiune poate fi exprimată prin numai două variabile. În caz contrar, sînt principial necesare atîtea măsurători cîte variabile conţine legea de distribuţie. Aceste măsurători ar putea fi de exemplu diametre pe diferite direcţii ale segmentului închis cu banda flexibilă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *A. R. Delcescu* — „Model matematic pentru studiul modificării presiunii elastice a segmentului prin uzură". St. cerc. mec. apl. 6/1970.

[2] *A. R. Bărănescu* — „Contribuţii la studiul segmenţilor de piston de presiune variabilă". Teză de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti 1971

[3] *C. English* — Kolbenringe. Springer Verlag 1964.

◆

CZ 621.51 : 628.517.2

Combaterea poluării fonice şi a vibraţiilor compresoarelor de aer

Dr. ing. Alexandru DARABONT — ICSPM – Bucureşti
ing. Dan VĂITEANU — MICMG – Bucureşti

1. *Surse de zgomot şi vibraţii la compresoarele de aer*

Zgomotul produs de compresoarele de aer se datoreşte ventilelor sau supapelor de refulare şi aspiraţie, circulaţiei aerului supus comprimării, motorului de antrenare (electric sau cu combustie internă), sistemului de ungere şi lagăre.

Zgomotul generat de ventilele şi supapele de refulare şi aspiraţie este determinat de apariţia forţelor de impact la închiderea bruscă a acestora, precum şi de comprimarea şi destinderea bruscă a aerului.

Circulaţia aerului supus comprimării reprezintă de asemenea o sursă importantă de zgomot, ca urmare a apariţiei turbioanelor în curentul de aer, mai ales în zona supapelor de aspiraţie şi refulare sau datorită pulsaţiei curentului de aer în cazul compresoarelor cu piston. Sistemul de ungere produce un zgomot care adesea este supărător, componenţa spectrală a acestuia fiind funcţie de tipul sistemului de ungere. În cazul ungerii prin barbotare, zgomotul se datoreşte apariţiei turbulenţei în uleiul de ungere, iar în cazul ungerii cu ajutorul pompelor, zgomotul este influenţat de modul de comportare din punct de vedere hidrodinamic al sistemului de conducte.

Motorul electric de antrenare generează un zgomot ale cărui componente sînt :

— zgomotul mecanic, ca urmare a apariţiei forţelor de ciocnire şi de frecare ;

— zgomotul turbionar, determinat de circulaţia forţată a aerului de răcire ;

— zgomotul magnetic, ca urmare a forţelor magnetice alternative.

Zgomotul mecanic este generat ca urmare a nechilibrării rotorului, apariţiei forţelor de impact şi de frecare în lagăre şi de vibraţia periilor, nivelul zgomotului periilor crescînd cu turaţia rotorului şi cu numărul de lamele.

Zgomotul turbionar este determinat de sistemul de răcire al motorului şi chiar de rotorul motorului electric.

De obicei, răcirea se realizează cu ajutorul unui ventilator centrifugal şi în acest caz zgomotul produs are caracteristicile acestuia.

În cazul introducerii aerului de răcire în lungul rotorului, acesta se comportă, datorită prezenţei crestăturilor, ca un ventilator centrifugal, zgomotul produs avînd un caracter armonic, iar frecvenţa componentei fundamentale fiind egală cu produsul dintre turaţia rotorului (în rot/s) şi numărul de crestături ale acestuia.

Intrarea în rezonanţă a aerului existent în golurile şi orificiile rotorului şi statorului maşinii, generează de asemenea un zgomot turbionar.

Zgomotul magnetic se datoreşte pulsaţiei cîmpului magnetic în întrefierul maşinilor electrice, care determină vibraţia elementelor componente ale maşinii respective. Nivelul de zgomot poate creşte mult dacă în întrefier apar cîmpuri magnetice parazite cu frecvenţa unghiulară egală cu aceea a cîmpului principal, ca de exemplu în cazul motoarelor asincrone.

2. *Combaterea zgomotului şi vibraţiilor la compresoarele cu piston staţionare*

În cazul compresoarelor cu aer cu piston staţionare, zgomotul se poate combate aplicînd un complex de măsuri care constă din :

— montarea unui atenuator de zgomot activ la gura conductei de admisie ;

— intercalarea pe conducta de refulare, în vecinătatea cilindrului, a unui atenuator reactiv, în vederea combaterii pulsaţiilor curentului de aer ;

— acoperirea conductelor de refulare şi de admisie cu material fonoizolant ;

— suspendarea elastică a conductelor de pereţii încăperii ;

— aplicarea unui tratament acustic pe pereţii încăperii.

Pentru a combate zgomotul de la orificiul de aspiraţie se poate utiliza un atenuator de tipul celui reprezentat în figura 1.

Acest atenuator este utilizat la compresoarele cu piston produse de întreprinderea Atlas-Copco (Suedia) şi constă dintr-un rezervor cu un volum determinat, care comunică cu conducta de admisie, legătura cu atmosfera făcîndu-se printr-un tub Venturi. Experimentările efectuate au arătat că în afară de o bună atenuare a zgomotului prezenţa atenuatorului nu micşorează performanţele compresorului.

Zgomotul provocat de pulsaţiile curentului de aer din conducta de refulare se poate combate prin intercalarea pe conductă a unui atenuator de tip reactiv simplu, reprezentat în mai multe variante în figurile 2 a, b, c şi d sau combinat, de tipul celor reprezentate în figurile 3 a şi b.

Pentru a împiedica propagarea în mediul înconjurător a zgomotului provocat de vibraţia pereţilor conductei de refulare, se prevede învelirea acesteia cu material fonoizolant, aşa cum se arată în figura 4, unde *1* — este conducta, *2* — chit antifonic, *3* — şnur vată minerală, *4* — material fonoizolant şi *5* — tablă de aluminiu.

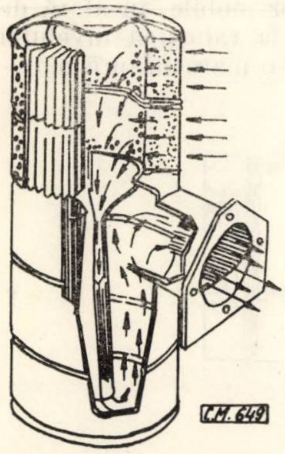


Fig. 1. Construcţia atenuatorului de zgomot montat la gura de aspiraţie a compresoarelor cu piston.

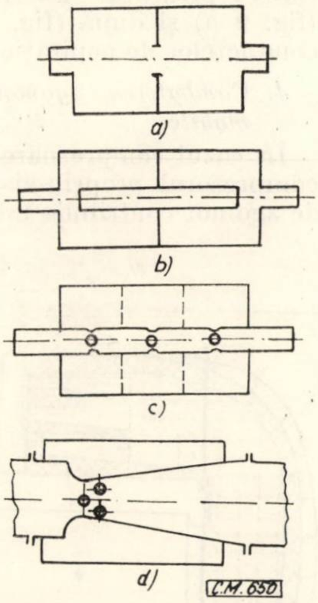


Fig. 2 a, b, c, d. Atenuatoare reactive simple ce se instalează pe conducta de refulare.

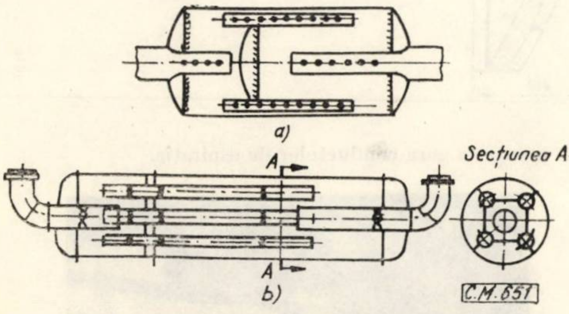


Fig. 3 a şi b. Atenuatoare reactive combinate.

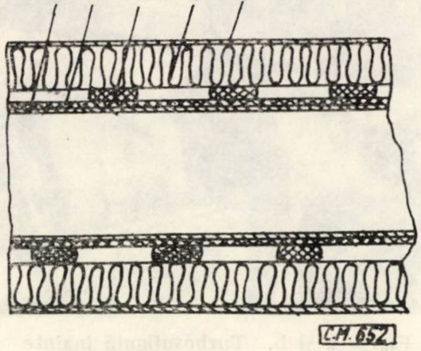


Fig. 4. Izolarea fonică a conductelor de refulare.

Pentru a reduce vibraţiile conductelor de aspiraţie şi de refulare este obligatorie amplasarea lor pe suporturi elastice. Se recomandă de asemenea ca îmbinările între conducte să se efectueze prin elemente elastice aşa cum se vede în figura 5.

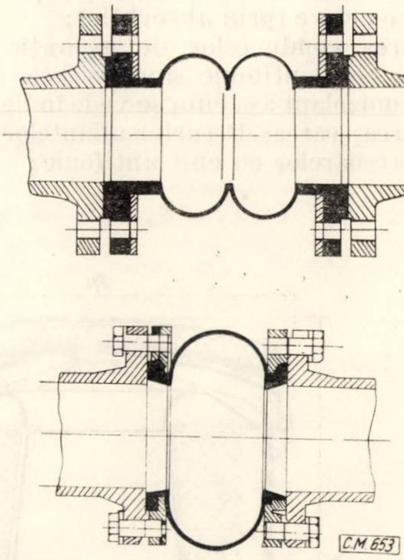


Fig. 5. Îmbinarea conductelor prin elemente elastice.

O măsură generală de reducere a nivelului de zgomot şi vibraţii la compresoare constă în amplasarea acestora pe fundaţii sau pe suporturi elastice. În figura 6 este prezentat un exemplu de amplasare a unui compresor cu cilindrii în V pe reazeme vibroizolante.

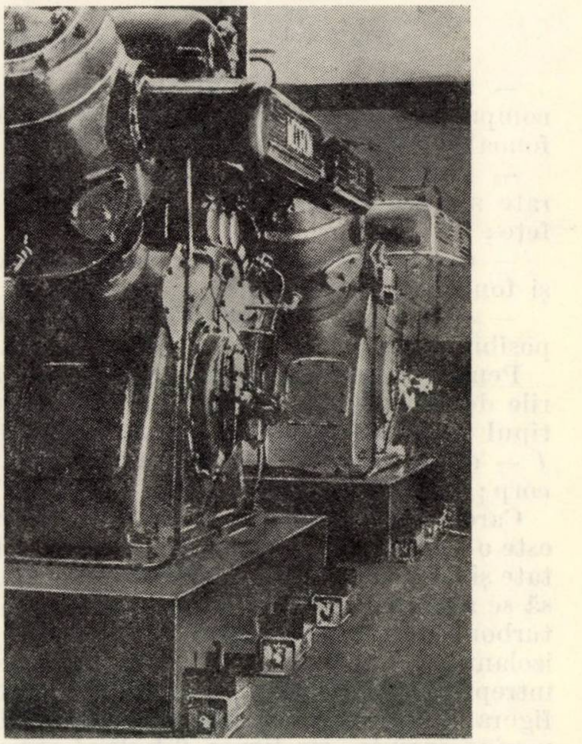


Fig. 6. Montarea unor compresoare cu cilindrii în V pe reazeme vibroizolante.

3. *Combaterea zgomotului la turbosuflante şi turbocompresoare*

Zgomotul generat de turbosuflante şi turbocompresoare se poate combate aplicînd un complex de măsuri constînd din:

— montarea pe conducta de aspiraţie a unor atenuatoare active (prin absorbţie);

— tratarea conductelor de aspiraţie şi de refulare cu chit antifonic sau învelirea lor cu material fonoizolant aşa cum se vede în figura 4;

— tratarea carcasei turbosuflantelor şi a turbocompresoarelor cu chit antifonic;

— aplicarea pe multiplicatorul de turaţie al compresoarelor a unei carcase fonoizolante, fonoabsorbante;

— intercalarea între două compresoare alăturate a unor ecrane tratate acustic pe ambele feţe;

— carcasarea vanelor cu carcase fonoizolante şi fonoabsorbante;

— carcasarea fonoizolantă, acolo unde este posibil, a motorului electric de antrenare.

Pentru atenuarea zgomotului generat la gurile de aspiraţie, se pot utiliza atenuatoare de tipul celor prezentate în figura 7 a şi b unde *1* — ecran; *2* — material fonoizolant; *3* — corp; *4* — tub Venturi.

Carcasarea fonoizolantă a turbosuflantelor este o soluţie destul de des utilizată în străinătate şi dă rezultate satisfăcătoare cu condiţia ca să se asigure şi după carcasare o bună răcire a turbomaşinii. Un exemplu de carcasare fonoizolantă a unei turbosuflante realizată de întreprinderea Demag este reprezentată în figura 8 a şi b, unde figura 8 a redă turbomaşina înainte, iar figura 8 b după carcasarea fonoizolantă.

Izolarea fonică a conductelor de aspiraţie şi de refulare reprezintă o altă soluţie eficientă de reducere a nivelului de zgomot generat de turbocompresoare. Astfel, în figura 9 a şi b este reprezentat un turbocompresor înainte (fig. 9 a) şi după (fig. 9 b) izolarea fonică a conductelor de aspiraţie şi de refulare.

4. *Combaterea zgomotului la compresoarele mobile*

În cazul compresoarelor mobile, în afară de compresorul propriu-zis, la ridicarea nivelului de zgomot contribuie într-o mare măsură moto-

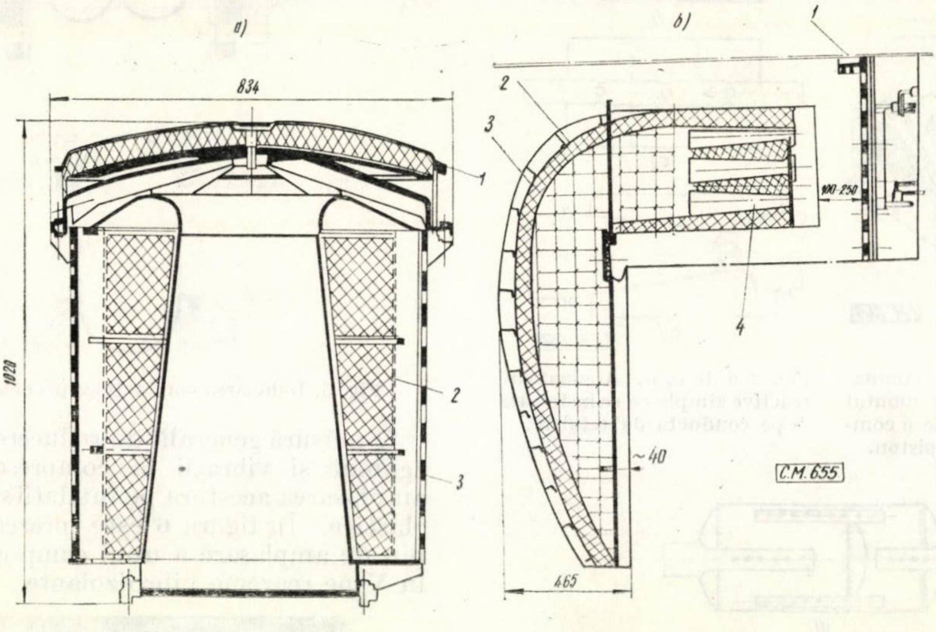


Fig. 7 a şi b. Atenuatoare de zgomot active care se pot monta la gura conductelor de aspiraţie.

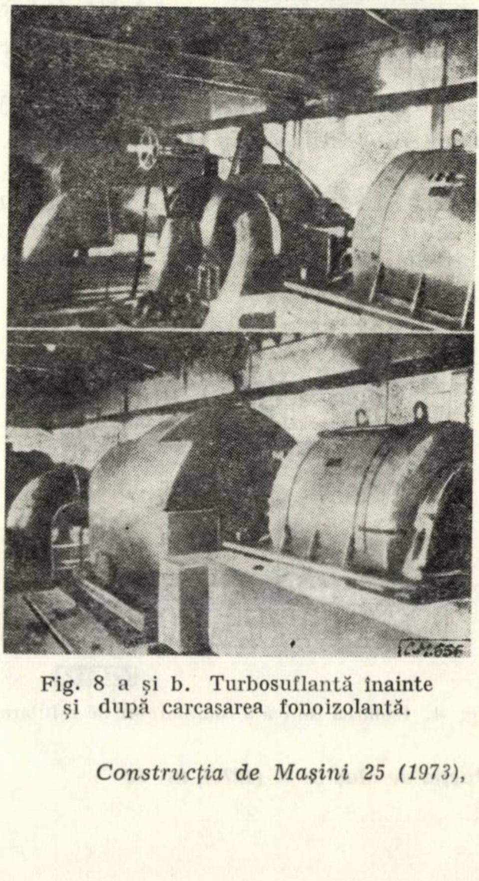


Fig. 8 a şi b. Turbosuflantă înainte şi după carcasarea fonoizolantă.

rul de antrenare (cu explozie sau electric) ca şi utilajele pneumatice cu acţiune percutantă (bătătoare pneumatice, perforatoare etc.) utilizate.

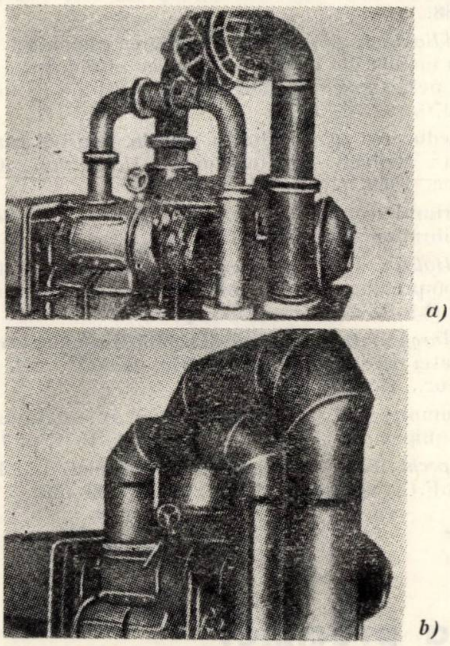


Fig. 9 a şi b — Turbocompresor înainte şi după izolarea fonică a conductelor de aspiraţie şi refulare.

Pentru combaterea zgomotului în cazul compresoarelor mobile se procedează la carcasarea fonoizolantă a întregului ansamblu motor-compresor. O asemenea carcasă fonoizolantă este astfel concepută încît permite aspirarea aerului necesar funcţionării motorului de antrenare, a aerului de comprimat şi a aerului necesar răcirii motorului şi a compresorului. Conducta de evacuare a gazelor arse de la motorul de antrenare este prevăzută şi ea cu un atenuator de zgomot.

În anul 1969, întreprinderea Atlas-Copco (Suedia) a propus seria de compresoare mobile silenţioase VSS, seria compunîndu-se din patru tipodimensiuni cu debitul variind între 3,5 şi 9,5 m³/min. Unul din compresoarele de acest tip este reprezentat în figura 10. Carcasa acestor compresoare se compune din doi pereţi din profile cheson, spaţiul dintre pereţi fiind umplut cu vată minerală. Nivelul zgomotului generat de aceste compresoare este, la mersul în gol, de 63...67 dB (A), iar la sarcină plină de 69......73 dB (A). Aceste niveluri corespund în ansamblu nivelului de zgomot generat de un autoturism bun. În figura 11 sînt reprezentate aspectele zgomotului generat de un compresor mobil Atlas-Copco neinsonorizat (curba *1*) şi insonorizat (curba *2*). Se constată că atenuarea maximă a nivelului de zgomot de 21 dB se realizează la componenta de 8000 Hz. Un alt tip de compresor silenţios este cel reprezentat în figura 12 unde *1* este motorul Diesel; *2*-com-

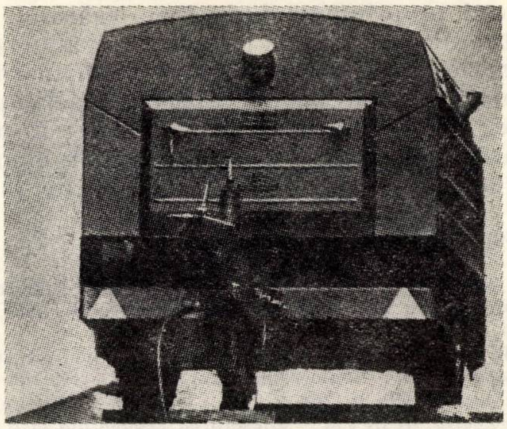


Fig. 10 — Compresor mobil silenţios tip VSS (Atlas-Copco).

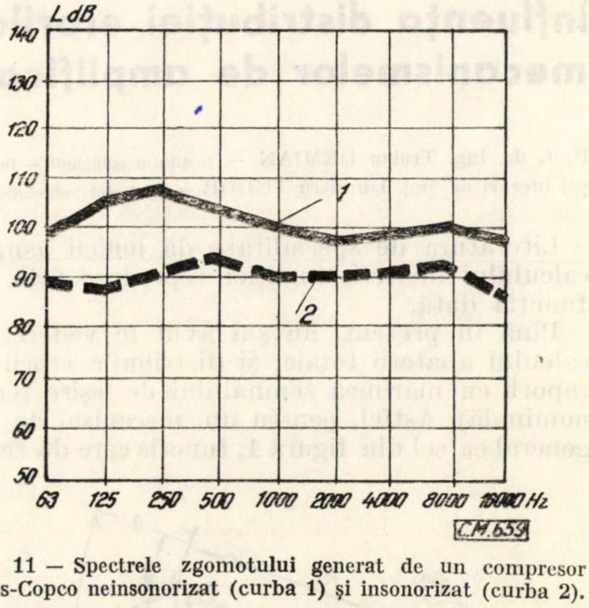


Fig. 11 — Spectrele zgomotului generat de un compresor Atlas-Copco neinsonorizat (curba 1) şi insonorizat (curba 2).

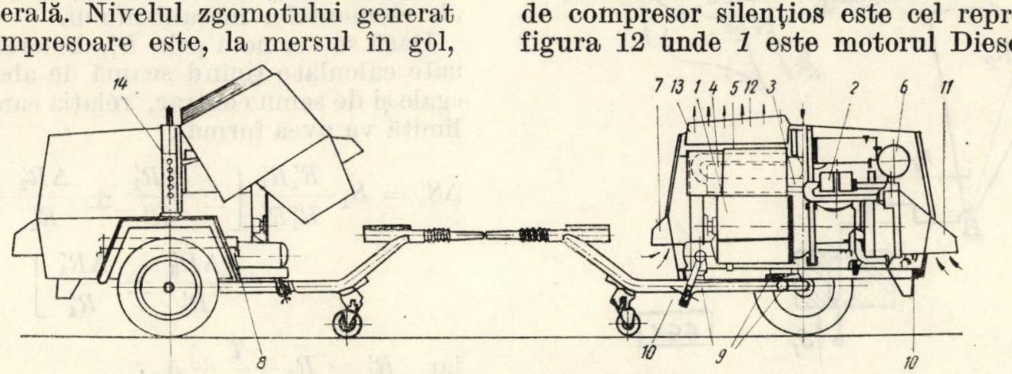


Fig. 12 — Compresor mobil silenţios

presorul propriu-zis; *3*-piesă de legătură; 4 şi *5*-sistemul de eşapare a gazelor; *6*-conducta de absorbţie a aerului, prevăzută cu atenuator de zgomot; *7*-canal pentru absorbţia aerului de răcire; *8* şi *9*-amortizoare de cauciuc; *10*-placă de bază; *11*-admisia aerului de răcire a compresorului; *12* şi *13*-evacuarea aerului de răcire.

BIBLIOGRAFIE

[1] Compresorul silenţios Atlas-Copco. In: Manutention Mécanique et Automation, Belgia, nr. 10, oct. 1969, p. 19.

[2] *Woodyord D.* – Compresor fără ulei, compact şi fără zgomot, În: Engineering, Anglia, vol. 210, nr. 5444, 1 sept. 1970, p. 269.

[3] *Soloviev R. S.* ş.a. – Micşorarea zgomotului la o staţie de compresoare. În: Maşinostroitel, U.R.S.S., nr. 8, august, 1971, p. 38–39.

[4] Insonorizarea compresoarelor mobile. În: L'Equipement Mécanique et Mat., Franţa, nr. 110, martie 1972, p. 49 – 51.

[5] Cameră pentru amortizarea zgomotului produs de compresoare. În: Olhydraulik und Pneumatyk, R.F.G., vol. 16, nr. 3, mar. 1972, p. 109–110.

[6] *Palyan D.* – Exemplu practic de insonorizare a compresoarelor. În: Sigurnosti u pogonu, Zagreb, R.S.F. Iugoslavia, sept. 1971, nr. 13, nr. 9, p. 210–212.

[7] Atenuarea zgomotului la compresoare. În: Bau und Bauindustrie, R.F.G., 22, nr. 11, nov. 1969, p. 787–788.

[8] *Vidiakin I. A.* ş.a. Experimentarea combaterii vibraţiilor în instalaţiile de compresoare cu piston. În: Himiceskoe i nefteannoe maşinostroiene, U.R.S.S., nr. 1, ian. 1970, p. 34–36.

[9] Reducerea zgomotului în ventile, jeturi şi compresoare. In: Reduct – Engineering, S.U.A., vol. 40, nr. 25, dec. 1969, p. 52–53.

[10] Primul compresor mobil silenţios. În: Sound and Vibration, S.U.A. mai 1969, vol. 3, nr. 5, p. 6–8.

[11] *Miakşin V. Y.* – Micşorarea zgomotului staţiilor de compresoare. În: Tehnologhia i organizaţia proizvodstva, U.R.S.S., nr. 1, ian. 1971, p. 87–88.

[12] *Marggraf D.* – Stadiul dezvoltării compresoarelor ecranate. În: Kampf dem Lärm, R.F.G., vol. 18, nr. 1, febr., 1971, p. 5–13.

[13] Compresoare silenţioase. În: International Mining Equipement, Anglia, vol. 22, nr. 1, 1971, p. 11.

[14] *Specht W.* – Compresoare fără zgomot. În: Baupraxis, R.F.G., vol. 23, nr. 1, ian, 1971, p. 33–36.

* * *

CZ 621 – 23.001.24

Influenţa distribuţiei erorilor asupra preciziei mecanismelor de amplificare din aparate

Prof. dr. ing. Traian DEMIAN – Institutul politehnic – Bucureşti
Şef lucrări dr. ing. Dumitru TUDOR – Institutul politehnic – Bucureşti

Literatura de specialitate dă indicii asupra calculului abaterii funcţiei reproduse faţă de funcţia dată.

Pînă în prezent, nu s-a avut în vedere, la calculul abaterii totale, şi distribuţia erorii în raport cu mărimea semnalului de ieşire (cota nominală). Astfel, pentru un mecanism de tip general ca cel din figura 1, funcţia care dă semnalul de ieşire (ţinîndu-se seama de semnalul de intrare S_1 şi de dimensiunile elementelor R_i) este:

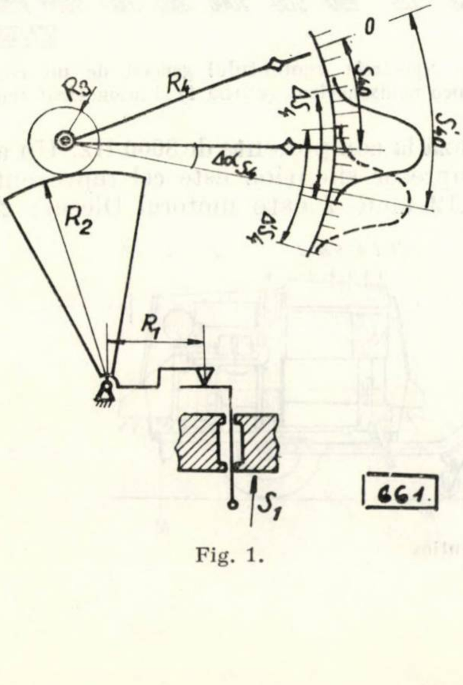


Fig. 1.

$$S_{40} = S_1 \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{R_4}{R_3} \tag{1}$$

de unde prin dezvoltarea în serie Taylor, cu neglijarea termenilor de gradul doi şi superiori [1], se obţine eroarea limită:

$$\Delta S_4 = S_1 \frac{R_2}{R_1} \frac{R_4}{R_3} \left[\frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_4}{R_4} - \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_3}{R_3} \right] \tag{2}$$

unde prin ΔR_i s-au notat erorile de dimensiune ale elementelor mecanismului.

Dacă se vor nota prin R'_i, dimensiunile nominale calculate ţinînd seamă de abaterile $\Delta R'_i$, egale şi de semn contrar, relaţia care dă eroarea limită va avea forma:

$$\Delta S'_4 = S_1 \frac{R'_2 R'_4}{R'_1 R'_3} \left[\pm \frac{\Delta R'_1}{R'_1} \pm \frac{\Delta R'_2}{R'_2} \pm \pm \frac{\Delta R'_3}{R'_3} \pm \frac{\Delta R'_4}{R'_4} \right] \tag{3}$$

iar $R'_i = R_i \pm \frac{T}{2} + A_p$,

în care : T este toleranţa dimensiunii, R_i (abaterea superioară A_s egală în valoare absolută cu abaterea inferioară A_i) ; A_p — eroarea de dimensiune a elementului.

În aceste condiții, asimetria erorii limită $\Delta\alpha_{S_4}$ va fi :

$$\Delta\alpha_{S_4} = S_1\left[\frac{R_2}{R_1}\cdot\frac{R_4}{R_3} - \frac{R_2'}{R_1'}\,\frac{R_4'}{R_3'}\right]. \tag{4}$$

Relaţiile (2) — (4) sînt valabile pentru orice fel de mecanism la care dimensiunile geometrice ale elementelor sînt afectate de erorile ΔR_i.

Pentru calculul concret al erorilor se vor considera trei cazuri :

— mecanismele cu roţi dinţate ;
— mecanismele cu pîrghii şi bandă ;
— mecanismele cu pîrghii.

La mecanismele cu roţi dinţate precizia de funcţionare a acestora se exprimă în raport cu eroarea cinematică (E_{cni}) tolerată în standarde, în raport cu clasa de precizie (T_{cni}). Pentru unitatea relaţiilor de calcul se consideră că erorile cinematice E_{cni} (ce corespund unor erori de arc elementare ΔS_i, măsurate pe cercurile de rostogolire a roţilor) sînt datorate, ca şi la mecanismele cu pîrghii, unor abateri de dimensiuni ΔR_i.

În aceste condiţii relaţia (3) poate fi exprimată şi sub forma :

$$\Delta S_4 = \pm S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{R_4'}{R_3}\frac{\Delta R_1'}{R_1'} \pm \frac{R_4'}{R_3}S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{\Delta R_2}{R_2} \pm$$

$$\pm\frac{R_4'}{R_3}S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{\Delta R_3}{R_3} \pm S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{R_4'}{R_3}\frac{\Delta R_4'}{R_4'} \tag{5}$$

Exprimînd erorile cinematice ΔS_i (E_{cni}) prin abateri de dimensiuni ΔR_i, rezultă :

$$S_1 = (R_i \pm \Delta R_i - R_i)\,\varphi_i = \pm\Delta R_i\frac{S_i}{R_i} \tag{6}$$

Particularizînd relaţia (6) pentru roţile dinţate *2* şi *3* se obţine :

$$\Delta S_2 = \pm\frac{\Delta R_2}{R_2}S_2 = \pm\frac{\Delta R_2}{R_2}S_1\frac{R_2}{R_1}$$

$$\Delta S_3 = \pm\frac{\Delta R_3}{R_3}S_3 = \pm\frac{\Delta R_3}{R_3}S_1\frac{R_2}{R_1} \tag{7}$$

Precizia mecanismului din figura 1 se poate calcula, în aceste condiţii, cu relaţia :

$$\Delta S_4' = \pm S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{R_4'}{R_3}\frac{\Delta R_1'}{R_1'} + \frac{R_4'}{R_3}T_{cn2} +$$

$$+\frac{R_4'}{R_3}T_{cn3} \pm S_1\frac{R_2}{R_1'}\frac{R_4'}{R_3}\frac{\Delta R_4'}{R_4'} \tag{8}$$

Eroarea de simetrie $\Delta\alpha_{S_4}$ se calculează cu relaţia (4) (dimensiunile R_2, R_3 rămîn invariabile din cauza variaţiei periodice a erorii cinematice). Conform indicaţiilor date în [2], în relaţia (8) termenii T_{cni} se înlocuiesc cu $\frac{\varphi_i}{180}T_{cni}$, dacă $\frac{180}{z_i} < \varphi_i < 180$, sau cu $\frac{\varphi_i}{180/z_i}T_{cli}$, dacă $\varphi_i < \frac{180}{z_i}$,

unde : T_{cli} reprezintă toleranţa erorii ciclice, iar φ_i unghiul de rotaţie.

La mecanismele cu pîrghii şi bandă, pe baza celor arătate în [3], abaterea raportului de transmitere (fig. 2) este :

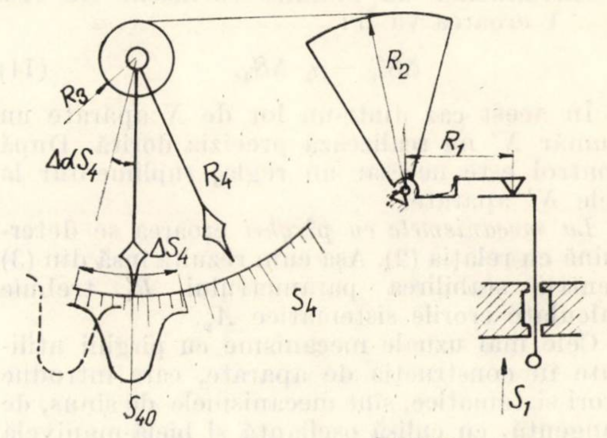


Fig. 2.

$$\Delta i = 2\,\sin\frac{\varphi_i}{2}\,\frac{e_i}{R_i\,\varphi_i} \tag{9}$$

Considerînd că abaterea Δi este datorată erorilor de dimensiuni ΔR_i, se poate exprima precizia mecanismului din figura 2 cu relaţia :

$$\Delta S_4' = S_1\frac{R_4'}{R_3}\frac{R_2}{R_1'}\left[\pm\frac{\Delta R_1'}{R_1'} + \frac{4\,\sin\frac{\varphi_2}{2}\,\frac{e_2}{R_2\varphi_2}}{i_t - 4\sin\frac{\varphi_2}{2}\,\frac{e_2}{R_2\varphi_2}} + \right.$$

$$\left. + \frac{4\,\sin\frac{\varphi_3}{2}\,\frac{e_3}{R_3\varphi_3}}{i_t} \pm \frac{\Delta R_4'}{R_4'}\right] \tag{10}$$

şi asimetria erorii limită cu expresia :

$$\Delta\alpha_{S_4} = S_1\left(\frac{R_2}{R_1'}\frac{R_4'}{R_3} - \frac{R_2}{R_1}\frac{R_4}{R_3}\right), \tag{11}$$

unde :
i_t reprezintă raportul de transmitere teoretic al mecanismului cu bandă.

Relațiile (2), (3), (8), (10) dau expresiile limită ale erorii $\Delta S_4'$. Este recomandabil însă ca valoarea acestui parametru să se determine în raport cu abaterea medie pătratică, cu relațiile :

$$\Delta S_{4r} = S_1 \frac{R_2' R_4'}{R_1' R_3'} \sqrt{\left(\frac{T_{R_1'}}{R_1'}\right)^2 - \left(\frac{T_{R_2}}{R_2'}\right)^2 - \left(\frac{T_{R_3'}}{R_3'}\right)^2 - \left(\frac{T_{R_4'}}{R_4'}\right)^2} \tag{12}$$

sau

$$S_{4r} = \sqrt{\left(S_1 \frac{R_2}{R_1'} \frac{R_4'}{R_3} \frac{T_{R_1'}}{R_1'}\right)^2 + \left(\frac{R_4'}{R_3} T_{cn2}\right)^2 + \left(\frac{R_4'}{R_3} T_{cn3}\right)^2 + \left(S_1 \frac{R_4'}{R_3} \frac{R_2}{R_1'} \frac{T_{R_4'}}{R_4'}\right)^2}. \tag{13}$$

Introducînd un anumit coeficient de risc $\eta < 1$ eroarea va fi :

$$\Delta S_{4r}' = \eta \ \Delta S_{4r} \tag{14}$$

În acest caz dintr-un lot de N aparate un număr N' nu realizează precizia dorită. După control este necesar un reglaj suplimentar la cele N' aparate.

La mecanismele cu pîrghii eroarea se determină cu relația (2). Așa cum rezultă însă din (3) pentru stabilirea parametrului R_1' trebuie calculate erorile sistematice A_p.

Cele mai uzuale mecanisme cu pîrghii utilizate în construcția de aparate, care introduc erori sistematice, sînt mecanismele de sinus, de tangentă, cu culisă oscilantă și bielă-manivelă (fig. 3, a, b, c, d). În calcule se consideră că erorile sistematice nu sînt datorate realizării aproximative a legilor de mișcare, ci unor abateri de dimensiuni ΔR_i, ce afectează dimensiunile mecanismului, eroarea rezultată fiind aceeași. Efectuîndu-se calculele în aceste condiții, rezultă :

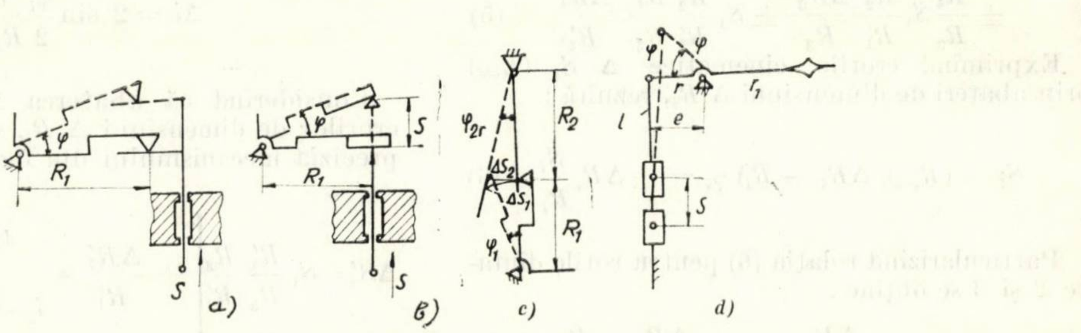


Fig. 3.

la mecanismul de sinus

$$\Delta S = S_r - S_t = (R_1 \pm \Delta R_1) \varphi -$$

$$- R_1 \varphi = R_1 (\sin \varphi - \varphi), \tag{15}$$

$$\text{sau} \quad \pm \frac{\Delta R_1}{R_1} = \frac{A_p}{R_1} \approx - \frac{\varphi^2}{6},$$

la mecanismul de tangentă

$$\Delta S = S_r - S_t = (R_1 \pm \Delta R_1) \varphi -$$

$$- R_1 \varphi = R_1 (\operatorname{tg} \ \varphi - \varphi), \tag{16}$$

$$\text{sau} \pm \frac{\Delta R_1}{R_1} = \frac{A_p}{R_1} \approx \frac{\varphi^2}{3},$$

la mecanismul cu culisă oscilantă

$$\Delta S_2 = S_{2t} - S_{2r} = R_1 \varphi_1 -$$

$$- R_2 \left[\frac{\varphi_1}{\lambda - 1} - \lambda \frac{1 - \lambda^2}{(1 - \lambda)^4} - \frac{\varphi_1^3}{6} \cdots \right]$$

$$\Delta S_2 = (R_2 + \Delta R_2) \ \varphi_2 - R_2 \ \varphi_2$$

$$\text{sau} \quad \pm \frac{\Delta R_2}{R_2} = \frac{A_p}{R_2} =$$

$$= \frac{\varphi_2 - \left[\frac{\varphi_1}{\lambda - 1} - \lambda \frac{1 - \lambda^2}{(1 - \lambda)^4} \frac{\varphi_1^3}{6} \cdots \right]}{\varphi_2}, \tag{17}$$

unde :

$$\varphi_2 = \frac{R_1 \ \varphi_1}{R_2} \text{ și } \lambda = 1 + \frac{R_2}{R_1},$$

la mecanismul bielă-manivelă

$$\Delta S = S_r - S_t = \frac{1}{2} [r \ \lambda (1 - \cos \varphi)^2 -$$

$$- \cdots] + r \sin \ \varphi - r\varphi.$$

iar pentru valori mici ale unghiului φ termenul $1-\cos\varphi \approx 0$ şi

$$\frac{\Delta_r}{r} \equiv \frac{A_p}{r} \approx -\frac{\varphi^2}{6} \qquad (18)$$

Relaţiile de calcul pentru amplificatoarele cu pîrghii şi roţi, sau pîrghii şi bandă, luîndu-se în considerare asimetria erorii globale faţă de cota nominală, apar pentru prima oară în literatura de specialitate. Aceste relaţii permit proiectanţilor să determine unitar şi complet precizia mecanismelor utilizate în construcţia de aparate. De asemenea, pentru reducerea duratei de proiectare sînt puse la dispoziţia constructorilor de aparate expresiile erorilor sistematice pentru cele mai uzuale mecanisme multiplicatoare cu indicaţiile necesare privind modul în care trebuie considerate în calcule.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian Tr.* ş.a. – Calculul şi construcţia elementelor de mecanică fină. Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1972.

[2] *Demian Tr., Tudor D.* – Calculul preciziei mecanismelor de amplificare cu roţi din construcţia aparatelor de măsură. (Comunicare – Sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, 21 – 23.XII.1972).

[3] * * * – Priborostroienie i stredstva avtomatiki. Spravo cinik Tom 2 Kniga 1, Moskva, Maşinostroienie, 1964

◆

CZ 621.643.43

Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată

Ing. Emil DIMA – Uzina de utilaj chimic – Ploieşti

Emil Dima a absolvit Facultatea de maşini şi utilaj petrolier a Institutulu de petrol, gaze şi geologie din Bucureşti, în anul 1960. Este doctorand şi se ocupă la Intreprinderea de utilaj chimic – Ploieşti de calculul şi construcţia compensatoarelor lenticulare de dilataţie. Invenţia „Procedeu tehnologic pentru fabricarea compensatoarelor multilenticulare", al cărei coautor este, a fost distinsă cu Marea Medalie de Aur, la Salonul Internaţional al inventiilor, de la Viena, din sept. 1970.

În sistemele de conducte prevăzute cu compensatoare presiunea fluidului vehiculat dezvoltă forţe axiale care se exercită, împreună cu forţa de reacţiune elastică a compensatoarelor, asupra coturilor traseului. Din această cauză conducta se ancorează în aceste locuri în punctele fixe principale, care sînt solicitate de forţa axială totală P, calculată cu relaţia:

$$P = P_c + P_s + \Sigma R,\ \text{kgf}, \qquad (1)$$

unde:

P_c este forţa de reacţie elastică a compensatorului, kgf;

P_s – forţa statică datorită presiunii fluidului, kgf;

ΣR – suma forţelor de frecare din ghidajele conductei, kgf.

În cazul în care, din diverse motive, nu se pot amplasa puncte fixe principale pe sistemele de conducte calde, pentru a scoate de sub sarcină racordurile aparaturii legate la sistemul de conducte, se utilizează compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată. Acest tip de compensatoare se montează în locul unde sistemul de conducte schimbă direcţia, pentru a se realiza legăturile necesare la pompe, compresoare, turbine, precum şi la aparatura din instalaţiile industriilor petroliere, petrochimică şi chimică.

În funcţie de direcţia deplasării faţă de axa proprie, compensatoarele lenticulare cu sarcină echilibrată se clasifică în: compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată pentru deplasări axiale şi compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată pentru deplasări simultane axiale şi laterale.

Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată pentru deplasări axiale. Acest tip se utilizează numai în cazul cînd racordarea la traseul principal al conductei se face sub un unghi de 90° între axe.

Un asemenea compensator (fig. 1) este alcătuit din două elemente elastice lenticulare *1* și *2*, legate printr-un tub *3* care prezintă racordul *4* și este prevăzut cu capacul *5* și tiranții *6* : *1* — element elastic lenticular principal, *2* — element elastic lenticular secundar, 3 — tub intermediar, *4* — racord, *5* — capac, *6* — tirant cu lungime constantă, *7* — întinzător, *8* — flanșe, P.F.I. — punct fix intermediar.

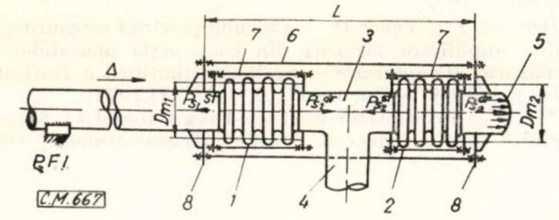


Fig. 1.

Elementul elastic *1*, care trebuie să preia dilatarea axială Δ a conductei, se montează întins cu $\frac{\Delta}{2}$, iar elementul elastic 2 comprimat cu $\frac{\Delta}{2}$, cu ajutorul întinzătoarelor *7*.

În situația unor presiuni relativ mari, care impun folosirea elementelor elastice lenticulare blindate, pretensionarea elementelor elastice se efectuează la o valoare egală cu Δ.

Pentru dilatări axiale ale conductei $\Delta \leqslant 5$ mm, elementele elastice care nu sînt blindate nu se pretensionează.

În ceea ce privește funcționarea, se observă (fig. 2) că, în momentul dilatării conductei cu valoarea Δ, elementul elastic *1* este comprimat cu aceeași valoare, iar datorită faptului că lungimea *L* este invariabilă se produce întinderea elementului elastic secundar *2* tot cu Δ.

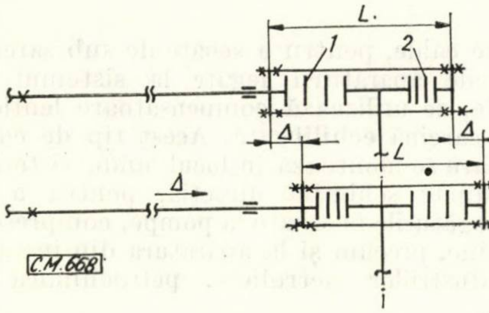


Fig. 2.

Numărul de lentile ale elementelor elastice este același.

Cînd compensatorul lucrează în condiții de presiune a fluidului vehiculat, care solicită tiranți la forța statică, capacul *5* (fig. 1) este încărcat de presiunea interioară de probă, maximă, care acționează asupra ariei secțiunii medii a lentilelor și dă o forță rezultantă P_s. Această forță solicită tiranții, în număr de 4, la tracțiune.

Se observă (fig. 1) faptul că forțele $P_{s_1}^{dr}$ și $P_{s_2}^{st}$ dau o forță rezultantă nulă, fiind egale, de sens contrar și avînd același suport. Forțele egale $P_{s_1}^{st}$ și $P_{s_2}^{dr}$ solicită tiranții la tracțiune. Dacă se notează $P_s = P_{s_2}^{st} = P_{s_1}^{dr}$, atunci mărimea forței P_s în condițiile în care elementele elastice au același diametru și aceeași geometrie a lentilelor este dată de relația :

$$P_s = p_H \frac{\pi D_m^2}{4}, \text{ kgf,} \tag{2}$$

unde :

p_H este presiunea interioară de probă, kgf/ /cm^2 ;

D_m — diametrul mediu al lentilelor, cm care se calculează cu relația :

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2}, \text{ unde :}$$

D_e — diametrul exterior al lentilelor, cm ;

D_i — diametrul interior al lentilelor, cm.

Atunci cînd în mod accidental și neindicat cele două elemente elastice lenticulare nu au dimensiunile geometrice identice, forța P_s se calculează, presupunînd că elementul elastic lenticular secundar *2* are diametrul cel mai mare ($P_{s2} > P_{s1}$), cu relația :

$$P_s = P_{s2} = p_H \frac{\pi D^2 m_2}{4}, \text{ kgf.} \tag{3}$$

Nu se admite ca elementul lenticular principal 1 să aibă diametrul mediu mai mare deoarece se introduc eforturi suplimentare în racordul *4*.

Pentru calculul de dimensionare a tiranților sub acțiunea forței de reacțiune elastică a compensatoarelor, se presupun situațiile posibile din figura 3, elementul elastic *1* fiind întins sau comprimat cu o anumită fracțiune $\frac{1}{K}$ din Δ, iar elementul elastic *2*, comprimat sau întins cu aceeași valoare (fig. 3, a), *A* fiind racordul de legătură la conductă ; *B* — racordul de capăt ; *T* — tubul intermediar ; *D* — racord ; *E* — capac.

Pentru poziția rece (fig. 3, a), datorită faptului că elementele elastice sînt pretensionate cu $\frac{\Delta}{k}$, asupra racordurilor și a tubului intermediar *T* acționează forța de reacțiune elastică care solicită tiranții la tracțiune :

$$P_{c_2}^{dr} = \frac{P_2}{n_2} \cdot \frac{\Delta}{k}, \text{ kgf,} \tag{4}$$

în care :

P_2 este forța de reacțiune a elementului elastic 2, pentru o lentilă deplasată cu 1 mm, prescrisă în cataloagele firmelor producătoare, kgf/mm ;

n_2 — numărul de lentile ale elementului elastic 2 ;

k coeficient care ține seamă de mărimea pretensionării : $k = 1$ pentru pretensionare cu 100 % din Δ sau fără pretensionare, $k = 2$ pentru pretensionare cu 50 % din Δ. Forța de reacțiune care solicită ștuțul *A*, deci care solicită punctul fix intermediar PFI, de pe traseul conductei :

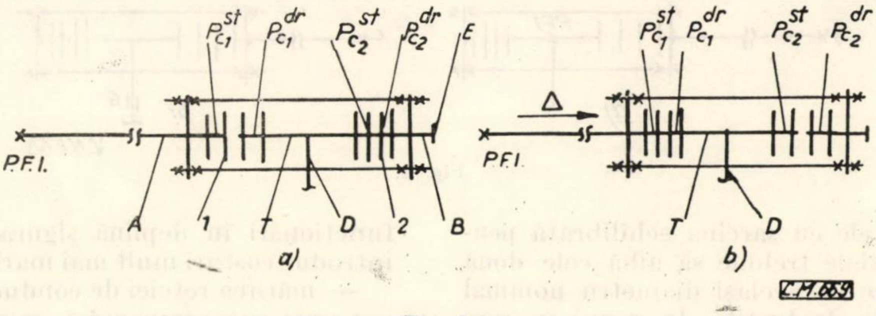


Fig. 3.

$$P^{st}_{c_2} = \frac{P_1}{n_1}\frac{\Delta}{k}, \text{ kgf} ; \tag{5}$$

și forța care solicită racordul D :

$$P_D = P^{dr}_{c_1} + P^{st}_{c_2}, \text{ kgf.}$$

Cînd elementele elastice au aceleași dimensiuni geometrice :

$$P^{dr}_{c_1} = P^{st}_{c_1} = P^{st}_{c_2} = P^{dr}_{c_2}, \text{ kgf,}$$

atunci :

$$P_D = \frac{\Delta}{k}\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{P_2}{n_2}\right), \text{ kgf.} \tag{6}$$

În cazul situației la cald (fig. 3, b) rezultă că datorită temperaturii se dezvoltă forțele următoare :

— forța de reacțiune care solicită tiranții la compresiune :

$$P^{dr}_{c_2} = \frac{P_2}{n_2}\frac{\Delta}{k}, \text{ kgf} ; \tag{7}$$

— forța de reacțiune care solicită racordul A la compresiune :

$$P^{st}_{c_1} = \frac{P_1}{n_1}\frac{\Delta}{k}, \text{ kgf} ; \tag{8}$$

— forța de reacțiune care solicită racordul *D* și acționează în sens contrar forței rezultate din pretensionare :

$$P_D = \frac{\Delta}{k}\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{P_2}{n_2}\right), \text{ kgf.} \tag{9}$$

Pentru calculul de dimensionare, considerînd acțiunea presiunii interioare și a forțelor de reacțiune elastică a elementelor lenticulare, potrivit principiului suprapunerii efectelor, forța rezultantă totală care solicită la tracțiune tiranții se determină ținînd seamă de situația cea mai defavorabilă în condițiile de solicitare la cald sau la rece.

Astfel, pentru solicitările în situația la rece :

$$P = P_{s2} + P_c, \text{ kgf.} \tag{10}$$

Cum însă :

$$P_{s2} = p_H \frac{\pi D_{m2}^2}{4},$$

și :

$$P_c = \frac{P_2}{n_2}\frac{\Delta}{k_2},$$

rezultă :

$$P = p_H \frac{\pi Dm_2^2}{4} + \frac{P_2}{n_2}\frac{\Delta}{k_2}, \text{ kgf.} \tag{11}$$

Pentru solicitările în situația la cald :

$$P = P_1 \frac{\pi Dm_2}{4} - \frac{P_2}{n_2}\frac{\Delta}{k_{t_2}}, \text{ kgf,} \tag{12}$$

unde :

P_1 este presiunea interioară de lucru, kgf/cm².

Calculul forțelor care acționează asupra racordului D de legătură la mașini și aparate

Asupra racordului D acționează numai forțele de reacțiune elastică a elementelor lenticulare, pentru că sarcina rezultantă din presiunea interioară este echilibrată de tiranți.

Se consideră forța cea mai mare care rezultă aplicînd relațiile (6) și (9).

Atunci cînd racordul de legătură la mașini și aparate nu poate suporta solicitarea dată de reacțiunea elastică a elementelor lenticulare se pot lua următoarele măsuri :

— în punctul de racordare se prevede un punct fix intermediar PFI (fig. 4, a) în construcție metalică și care se sudează pe racord ;

— se prevede, pe racord, un ghidaj G (fig. 4, b) fără joc radial.

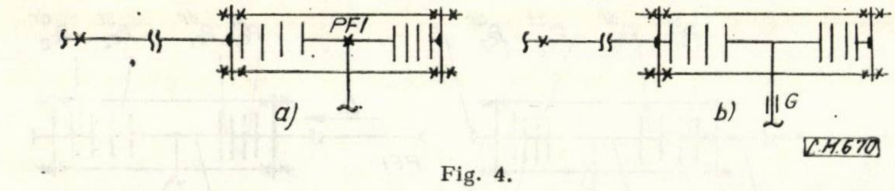


Fig. 4.

Compensatoarele cu sarcina echilibrată pentru deplasări axiale trebuie să aibă cele două elemente elastice cu același diametru nominal și același număr de lentile. În cazul în care viteza fluidului vehiculat impune prevederea unor tuburi interioare, acestea totuși nu sînt necesare și pe elementul elastic lenticular secundar.

Distanța constantă L este asigurată prin blocarea tiranților cu ajutorul celor două piulițe prevăzute la fiecare capăt.

Pretensionarea elementului elastic se efectuează de către fabricant cu ajutorul unor întinzătoare care, înainte de punerea în funcțiune, sînt înlăturate.

Descărcarea totală a racordurilor, atunci cînd este cazul, se obține prin prevederea pe compensator a unui punct fix intermediar sau a unui ghidaj pe racord.

Schimbarea de direcție pentru racordarea la mașini și aparate se poate face prin cot (fig. 5) sau prin teu (fig. 1) (*1* — element elastic lenticular principal ; *2* — element elastic lenticular secundar ; *3* — cot ; *4* — tub de legătură).

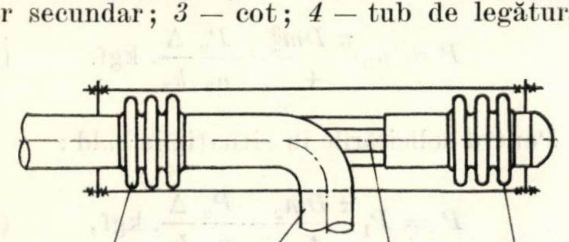


Fig. 5.

Scurgerea prin cot prezintă o turbulență redusă, însă și dezavantaje în ceea ce privește execuția mai dificilă a cotului care, la diametre mari, se confecționează din segmenți sudați, precum și în privința pericolului de obturare a tubului de legătură.

Prețul de cost al acestui tip de compensator este ridicat datorită accesoriilor (tiranți, întinzători, capac, flanșe) și a elementului elastic secundar a cărui prezență nu contribuie la mărirea capacității de compensare.

Totuși, cheltuielile suplimentare sînt avantajoase față de eventualitatea adoptării unei soluții de compensare a dilatărilor fără utilizarea compensatoarelor care, pentru asigurarea unei funcționări în deplină siguranță a instalației, introduc costuri mult mai mari prin :

— mărirea rețelei de conducte pentru realizarea unei autocompensări, ceea ce atrage după sine construirea unor clădiri care să asigure spații suplimentare corespunzătoare ;

— necesitatea unui echipament suplimentar, cerut de mărirea rețelei de conducte.

Utilizarea compensatoarelor lenticulare cu echilibrarea sarcinii elimină sarcina statică axială de compresiune a conductei și, în consecință, la calculul distanței dintre ghidajul de pe traseu se ține seamă numai de condițiile de rezistență la încovoiere și de limitare a săgeții.

Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată pentru deplasări axiale și laterale simultane

Se consideră — în primul rînd — că direcțiile de deplasare sînt perpendiculare în funcție de mărimea celor două deplasări axială și laterală; se utilizează două soluții constructive care diferă prin numărul de elemente elastice componente.

Astfel, pentru presiuni și deplasări laterale relativ mici față de deplasările axiale, în componența compensatorului intră două elemente elastice lenticulare (fig. 6).

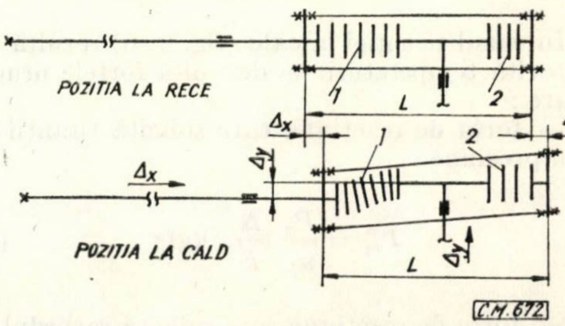


Fig. 6.

Compensatorul se montează cu elementele elastice pretensionate cu jumătate din valoarea totală Δ_x a deplasării axiale. La punerea în funcțiune a instalației, deplasarea axială este preluată de elementul elastic *1*, care se comprimă, și de elementul elastic *2*, care este întins. Deplasarea laterală Δy, perpendiculară pe axa compensatorului, este preluată de elementul elastic 1 care, din această cauză, trebuie să aibă un număr de lentile mai mare decît elementul 2, iar piulițele tiranților să se sprijine pe flanșe printr-o cuplă sferică. Deformarea elementului elastic *1* dezvoltă eforturi foarte apropiate de limitele admise, chiar la presiuni și deplasări Δy mici.

Scopul folosirii acestor compensatoare este de a descărca de sarcini racordurile mașinilor și aparatelor, adică de a asigura protecția în funcționare a acestora, atunci cînd dilatările termice provoacă deplasări simultane axiale și laterale.

Un exemplu de racordare la rețea a unei turbine, în cazul în care pe racord se poate amplasa un ghidaj, apare în fig. 7.

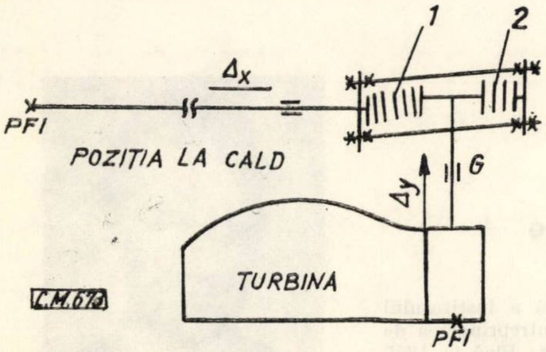


Fig. 7.

Ghidajul *G* amplasat deasupra turbinei se dimensionează folosind relațiile (6) și (9), care dau forța de reacțiune a elementelor elastice în urma deplasării axiale.

Asupra turbinei acționează numai forța de reacțiune a elementului elastic *1*, la deformarea cu Δy.

La racordarea la rețea a unei mașini, în cazul în care mașina are o deplasare care solicită lateral compensatorul, se prevede un punct fix intermediar pe compensator (fig. 8).

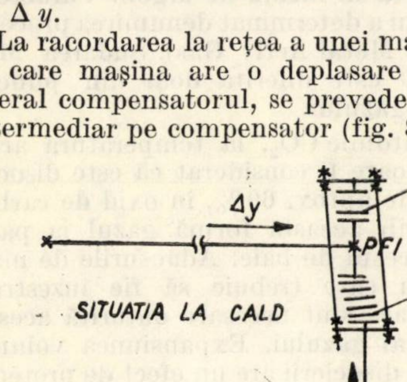


Fig. 8.

Racordul mașinii este solicitat numai de forța de reacțiune a elementului elastic 1 în urma deplasării laterale cu Δy.

În figura 9 se prezintă un exemplu tipic de utilizare a compensatoarelor cu sarcina echilibrată pentru realizarea racordării la rețeaua de conducte a unui aparat de tip coloană.

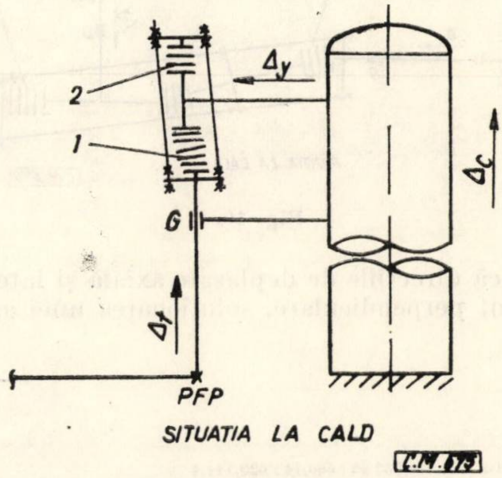


Fig. 9.

Deplasarea axială a compensatorului este determinată de diferența de dilatare dintre coloană, Δ_c, și conductă, Δt.

Dilatarea termică radială a aparatului de tip coloană împreună cu dilatarea termică a racordului compensatorului sînt preluate prin deplasarea laterală cu Δy a compensatorului. Deplasarea Δy fiind foarte mică, numărul de lentile ale elementelor elastice este același.

Pentru siguranța funcționării, în imediata apropiere a compensatorului se amplasează un ghidaj *G*, care se fixează pe aparat. Fixarea ghidajului pe o construcție metalică oarecare poate conduce la grave avarii ale instalației atunci cînd datorită în special sarcinilor eoliene aparatul de tip coloană și rețeaua de conducte capătă săgeți mai mari.

În cazul în care ghidajul nu poate fi fixat pe aparat trebuie să se proiecteze compensatorul astfel ca să preia deplasarea laterală suplimentară provenită din săgețile instalației.

Pentru cazul cînd deplasarea laterală este apropiată ca valoare de mărimea deplasării axiale, s-a arătat anterior că deformarea unui element elastic datorită deplasării laterale provoacă dezvoltarea de eforturi mari, ca urmare a unor încărcări dezavantajoase ale lentilelor. Din această cauză s-a adoptat soluția cu trei elemente elastice lenticulare (fig. 10), care determină numai deplasări axiale și unghiulare ale acestora.

Se observă că deplasarea axială Δx este preluată prin comprimarea elementelor elastice *1* și 3 și întinderea elementului elastic *2*. Deplasarea laterală Δy este preluată numai de elementele elastice lenticulare *1* și *3*, ale căror axe deviază, rotindu-se, cu același unghi. Evident că la calculul numărului necesar de lentile ale elementelor *1* și *3* se va considera atît deplasarea axială cît și aceea laterală.

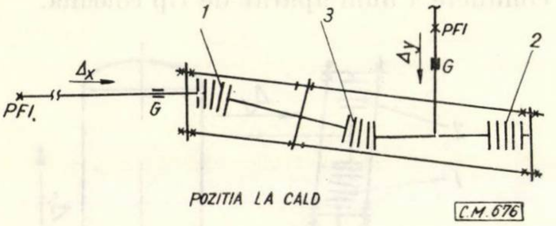


Fig. 10.

Dacă direcțiile de deplasare axială și laterală nu sînt perpendiculare, soluționarea unei astfel de situații se face tot prin utilizarea compensatoarelor cu sarcină echilibrată, cu deplasarea axială principală (fig. 11).

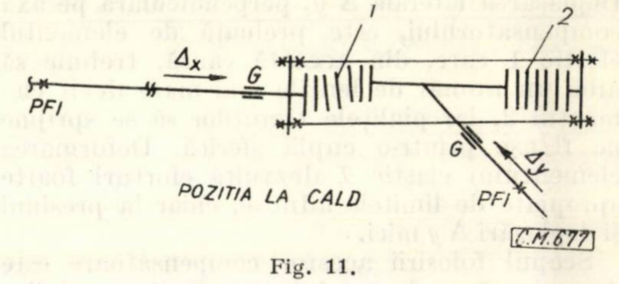


Fig. 11.

Deplasarea axială Δx a tronsonului de conductă principal *A* este preluată de ambele elemente elastice. Tronsonul de conductă secundar *B*, datorită dilatării, solicită compensatorul atît la deplasarea laterală cît și axială.

CZ 621.791.753.93 : 669.14 : 629.114.4

Sudarea oțelurilor în amestec de argon + CO_2

Aplicații în construcția de autocamioane

Ing. Valeriu DOBOȘAN — Intreprinderea de autocamioane – Brașov

Doboșan Valeriu a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic — Timișoara în 1950. Din acest an este angajat la Intreprinderea de autocamioane — Brașov. Din 1960 deține funcția de sudor șef. Pînă în 1957 a funcționat în paralel și ca asistent la Institutul politehnic — Brașov. În 1953 a fost distins cu Premiul de Stat pentru realizarea de recipienți de înaltă presiune prin construcție sudată.

În practica sudării semiautomate sau automate cu electrod fuzibil în mediu de gaz protector, sînt utilizate două gaze : argonul (Ar) și bioxidul de carbon (CO_2).

Cu tot rolul lor comun, de protecție a băii și a arcului de sudură, cele două gaze diferă mult unul față de celălalt atît din punctul de vedere al caracterului chimic, cît și din cel al comportării fizico-chimice în timpul sudării.

Argonul pur protejează bine spațiul arcului și nu provoacă nici un fel de reacție în zona sudării. Rolul gazului în acest caz este doar de protecție. Compoziția metalului depus se deosebește de cea a metalului topit doar prin evaporarea unora dintre elementele de aliere. Argonul se caracterizează prin tensiunea de ionizare, tensiunea de sudare și conductibilitatea termică redusă. Forma arcului în mediu de argon este cea de trunchi de con (fig. 1 a) cu bază mică pe electrod. Scurgerea plasmei și forța transferului picăturilor este îndreptată înspre piesă. Tendința spre formarea porilor este relativ mare.

Bioxidul de carbon în schimb, din punctul de vedere al sudării, datorită caracterului de disociere și al proceselor reciproce, este un gaz activ. Comportarea lui diferită de cea a argonului a determinat necesitatea unei diferențieri față de sudarea în mediu de argon. Caracterul activ al gazului a determinat denumirea procedeului (MAG — Metal Activ Gas). Sudarea MIG față de MAG este diferită doar din punctul de vedere al gazului.

Gazul poliatomic CO_2, la temperatura arcului electric, poate fi considerat că este disociat în proporție de aprox. 60 %, în oxid de carbon și oxigen. Sub această formă gazul ia parte activă la procesul de baie. Adaosurile de mangan-siliciu cu care trebuie să fie înzestrată sîrma de sudare sînt necesare datorită acestui proces activ al gazului. Expansiunea volumetrică datorită disocierii are un efect de protecție eficientă față de atmosfera ambiantă și deci față de producerea porilor. Disocierea însă este un fenomen reversibil. Oxidul de carbon (CO) la suprafața rece a piesei se recombină cu oxigenul. Fenomenul se caracterizează printr-o cedare puternică de căldură, ceea ce explică pătrunderea adîncă ce se obține la sudarea cu acest gaz de protecţie. Tensiunea de ionizare la CO_2, faţă de argon este mare, deci şi tensiunea în timpul sudării este mare. Conductibilitatea termică a CO_2 este ridicată. Din punctul de vedere al transferului, apar forţe ce lucrează în sens contrar. Arcul la CO_2 este neliniştit producîndu-se expulzări sub formă de stropi (fig. 1 b). Aspectul cusăturii este relativ neuniform, deci mai puţin aspectuos [1], [2], [3], [4], [5].

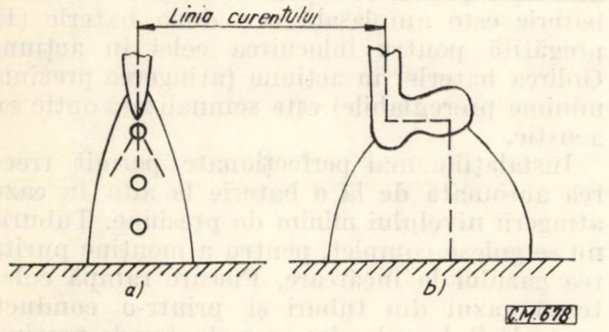


Fig. 1.

Diferenţe destul de mari între cele două gaze există şi ca preţ de cost.

Comportarea diferită a acestor gaze face ca ele să nu corespundă întotdeauna necesităţilor fiecărui caz de sudare în parte. Din acest motiv, în ultima vreme, se tinde ca prin amestecul lor în anumite proporţii să se obţină gaze de protecţie cu proprietăţi mai apropiate de situaţiile de rezolvat. Unele dintre aceste proporţii au devenit, în practica sudării, gaze consacrate. Ele sînt livrate în stare comprimată şi gata amestecate sub denumiri comerciale ca : Corgon, Crysal, Coxogen etc.

Ideea sudării în mediu de amestec de gaz nu este nouă. Se ştie că sudarea MIG în mediu de argon pur a oţelurilor cu conţinut redus de carbon nu dă rezultate. Argonul trebuie să conţină în acest caz 1 — 3 % O_2.

Caracterul unui amestec de gaz pentru protecţie este stabilit prin suma proprietăţilor fizice şi chimice a componenţilor săi. Din punctul de vedere al sudării însă sînt mai puţin interesante valorile absolute ale caracteristicilor fizice şi chimice ale gazului rezultat, decît diferenţele ce rezultă în ceea ce priveşte efectul lui, ca urmare a schimbării compoziţiei, asupra comportării arcului electric, transferului de metal, cantităţii de metal depus, adîncimii pătrunderii, profilului pătrunderii, pierderilor în stropi, aspectului cusăturii etc. [6], [7].

Influenţa proporţiei amestecului de gaze se constată numai dacă se sudează cu aceiaşi parametri în medii formate din diferite proporţii de gaze. În figura 2 sînt prezentate secţiuni prin depuneri realizate în aceste condiţii în cadrul seriei de experimentări la Intreprinderea de autocamioane — Braşov în vederea aplicării procedeului.

În tabela 1 se prezintă proporţii şi compoziţii de gaze utilizate în practică.

Tabela 1

Tip sirmă	C	Si	Mn	Mo	Ni	Cr
I	0,12	0,60	1,00			
II	0,12	0,90	1,25			
III	0,12	1,10	1,70			
Mo	0,10	0,50	1,00	0,50		
CrMo	0,10	0,50	1,00	0,50		1,00
NiMo	0,10	0,45	1,20	0,40	1,20	
Ni	0,08	0,50	1,20		1,15	

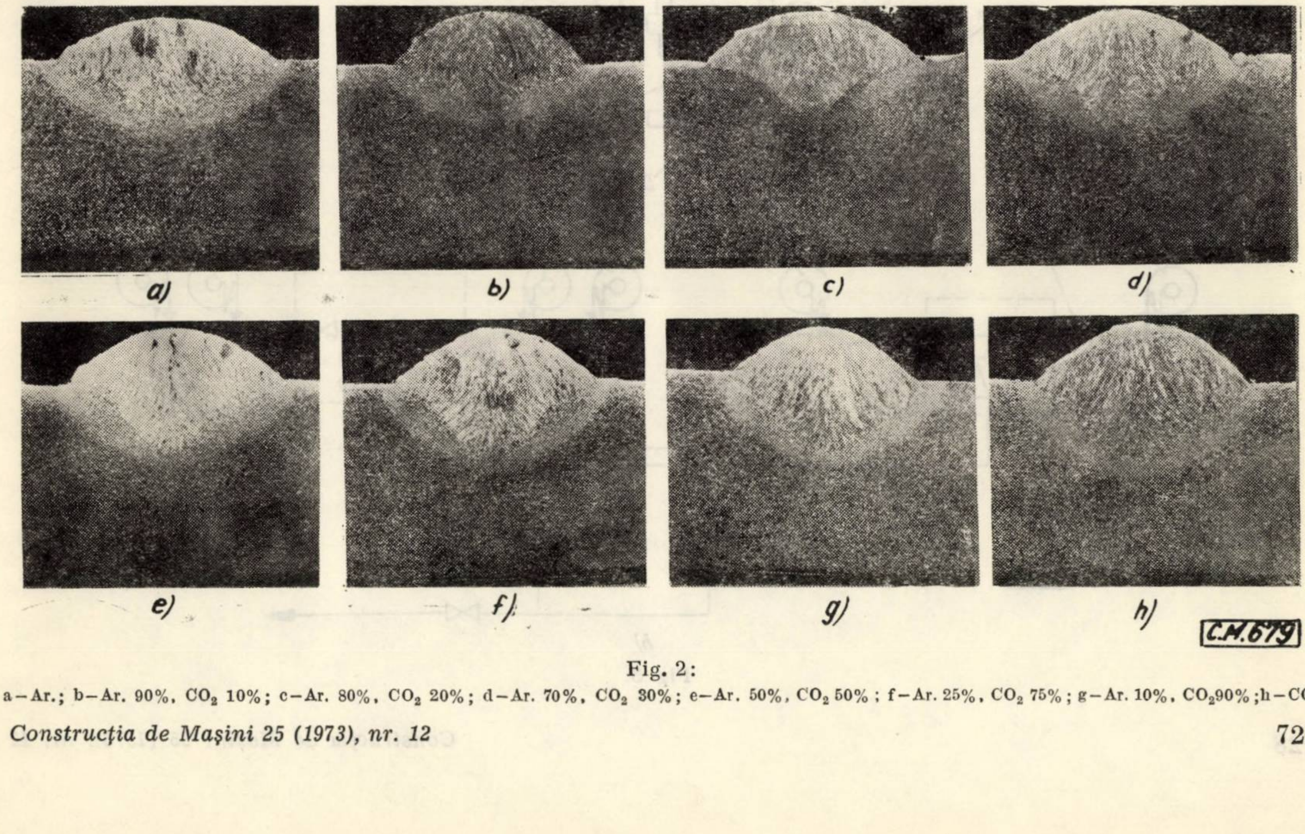


Fig. 2:

a–Ar.; b–Ar. 90%, CO_2 10%; c–Ar. 80%, CO_2 20%; d–Ar. 70%, CO_2 30%; e–Ar. 50%, CO_2 50%; f–Ar. 25%, CO_2 75%; g–Ar. 10%, $CO_2$90%; h–CO_2

Sudarea în amestec de gaze se face cu aceleaşi utilaje cu care se face şi sudarea în mediu de Co_2. Nu există diferenţă în această privinţă, sudura putînd fi deci realizată pe cale automată sau semiautomată cu utilajul cunoscut [8], [9].

Diferenţe va prezenta în schimb alimentarea cu gaz, asupra căreia trebuie insistat mai mult. În prezent se desprind două căi de rezolvare. şi anume : 1.—amestecul se realizează în fabrici specializate, iar produsul, aşa cum s-a văzut, are denumiri comerciale. Amestecul se face cu gazul în stare lichidă. Datorită imposibilităţii de amestec în această stare a gazului în orice proporţie, gazul de protecţie rămîne dependent de un conţinut relativ ridicat de argon [10]. Posibilităţi în acest caz de variaţie a proporţiei gazelor componente nu sînt; 2. — amestecul se produce la locul de sudare, fie în amestecătoare (mixere) de gaze individuale, alimentînd la faţa locului un singur post de lucru, fie în instalaţii centralizate ce alimentează prin reţea de ţevi mai multe locuri de sudare. Acest sistem prezintă avantajul că proporţia de gaz poate fi schimbată în limite largi şi deci adaptată în mod corespunzător lucrării de sudare de realizat.

Figura 3 a prezintă schema pentru un sistem de amestec de gaze pentru un post de lucru. În principiu el se compune dintr-un tub de argon *A* şi unul de CO_2 *C* pe care sînt montate cîte un reductor de presiune *R* şi debitmetrul (rotametru) *R*. La CO_2 se montează şi un încălzitor *I*. Cele două gaze sînt colectate într-un amestecător bazat pe sistemul de injector. Gazul în proporţie mai mare este injectat şi absoarbe gazul în proporţie mai redusă. Proporţia de gaze se stabileşte cu cele două debitmetre. Debitul necesar pentru sudură se stabileşte cu un al treilea debitmetru.

Staţiile centrale de amestec de gaze (fig. 3 b) permit realizarea unui anumit amestec de gaze şi alimentarea mai multor posturi de lucru fără întrerupere. În cazul amestecurilor binare de gaze, ele se compun din cîte o baterie de tuburi de CO_2 *C* şi una de argon *A*. Paralel cu fiecare baterie este amplasată o a doua baterie (II) pregătită pentru înlocuirea celei în acţiune. Golirea bateriei în acţiune (atingerea presiunii minime prereglabile) este semnalizată optic sau acustic.

Instalaţiile mai perfecţionate permit trecerea automată de la o baterie la alta în cazul atingerii nivelului minim de presiune. Tuburile nu se golesc complet, pentru a menţine puritatea gazului la încărcare. Fiecare rampă colectează gazul din tuburi şi printr-o conductă centrală îl duce la cîte un reductor de presiune de debit mare *R*. În prealabil gazul este trecut printr-un purificator *P*. Gazul CO_2 este trecut în plus printr-un încălzitor *I*. Proporţia de gaze este asigurată fie de ajutaje etalonate pentru o anumită proporţie, fie de robinete cu ac ce asigură reglarea fină a valorii dorite. Pentru a asigura o alimentare fără şocuri, pe reţea este montat un rezervor tampon. Proporţia amestecului este asigurată cu precizia de $\pm 1\%$. La fiecare post de lucru, reţeaua se termină printr-un robinet de reglare şi un debitmetru

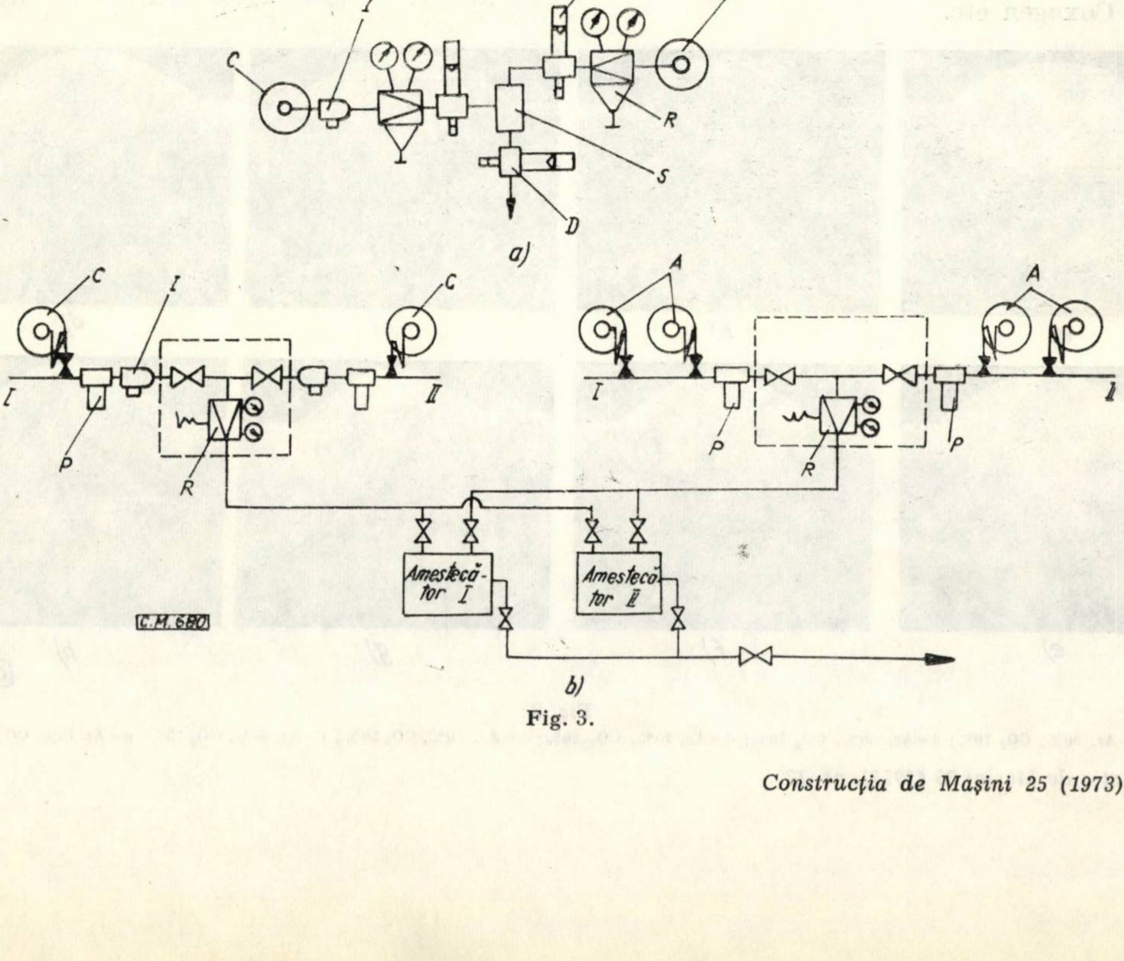


Fig. 3.

cu care se reglează debitul de gaz necesar. Pe rețea, presiunea gazului este de 2–3 atm. După caz, ambele scheme (fig. 3a și 3b) sînt utilizate la I.A. Brașov.

În cele ce urmează se prezintă unele diagrame [10], [11], pe baza cărora se pot trage ușor concluzii asupra influenței proporției de gaze, în comparație cu cele două gaze componente.

Sîrma de sudură este aceeași ca la sudura cu CO_2. În tabela 2 se dau unele tipuri de gaze folosite. Figura 4 a, prezintă influența gazelor asupra pierderii elementelor de aliere, figura 4 b, asupra limitei de curgere și rupere, figura 4 c, asupra rezistenței la șoc și figura 4 d, asupra pierderilor prin stropire și cantități de metal topit.

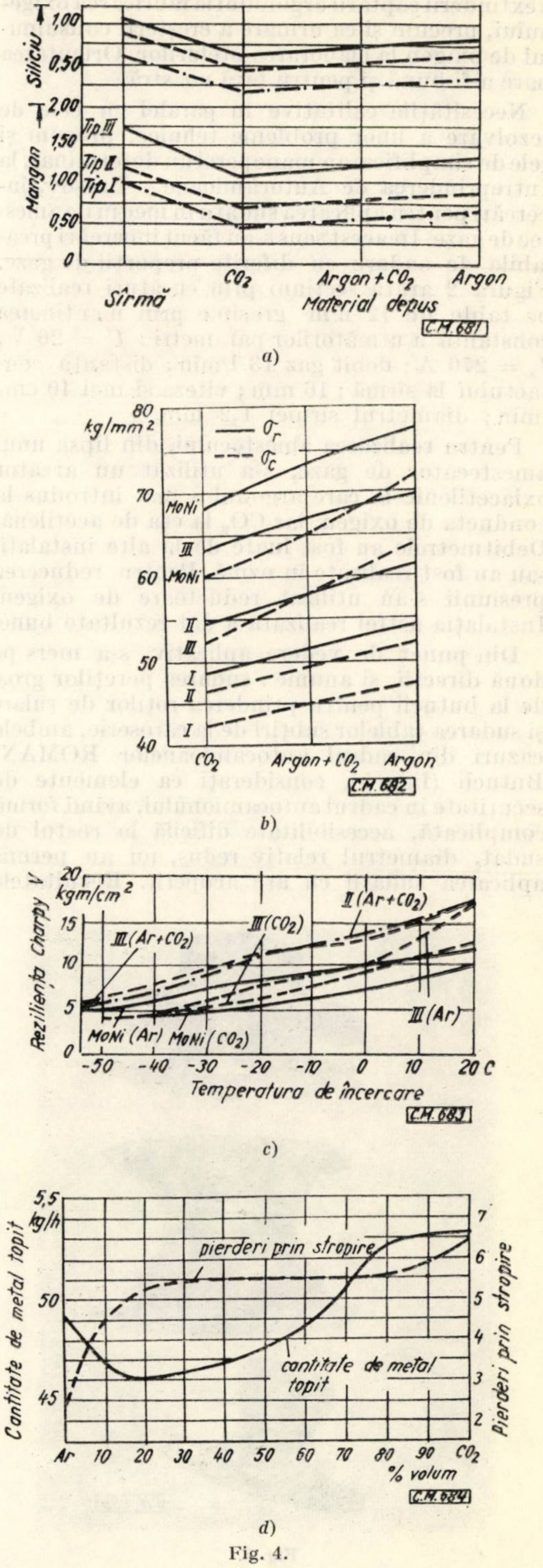
Tabela 2

Tip	CO_2	O_2	Ar
1	—	1,0	99,0
2	—	2,0	98,0
3	—	3,0	97,0
4	—	7,0	93,0
5	4,6	6,0	89,4
6	13,0	2,4	84,6
7	14,0	—	86,0
8	14,6	5,4	80,0
9	18,0	—	82,0

Așa cum s-a văzut, sudarea în mediu de amestec de gaze prezintă avantajul apropierii gazului de protecție de necesitățile sudării. Față de sudarea în CO_2, sudarea în amestec de gaz mai prezintă și alte avantaje.

În cazul amestecului de gaze, la sudarea cu curenți mari, transferul se face cu picături fine, fără stropi, obținîndu-se un aspect bun al cusăturii. Ridicînd conținutul de CO_2 în amestec, pătrunderea se mărește, dar va crește numărul de stropi. În cazul sudării cu intensități reduse (arc înnecat), chiar și în cazul creșterii conținutului de CO_2 în amestec, arcul electric încă se menține foarte stabil și va fi puțin dependent de abaterile parametrilor de sudare și ca urmare ușor de manipulat, chiar și în cazul unui sudor mai puțin versat. Acest lucru este important în cazul sudării tablelor subțiri.

Din punctul de vedere al prețului de cost, sudarea în mediu de amestec de gaze este mai ieftină față de sudarea în mediu de argon, dar mai scumpă decît sudarea în CO_2. Posibilitatea de a suda cu mînă mai puțin calificată, eliminarea operației de curățire a stropilor, eliminarea remanierilor datorită străpungerilor și deformațiilor, permit reducerea prețului de cost paralel cu obținerea unui aspect frumos al cusăturii. Trebuie remarcată însă scăderea substanțială în ultima vreme a prețului de cost al argonului în unele țări cu nivel tehnic dezvoltat, ca urmare



a)

b)

c)

d)

Fig. 4.

a extinderii captării argonului la fabricarea oxigenului, precum şi ca urmare a creşterii consumului de oxigen la elaborarea oţelurilor. Orientarea pare a fi bună şi pentru ţara noastră.

Necesităţile calitative în paralel cu cele de rezolvare a unor probleme tehnice, precum şi cele de simplificare a manoperei au determinat, la Intreprinderea de Autocamioane — Braşov, încercări pentru aplicarea sudării în mediu de amestec de gaze. În acest sens s-au făcut încercări prealabile de sudare cu diferite proporţii de gaze. Figura 2 arată secţiuni prin cusături realizate pe table de 12 mm grosime prin menţinerea constantă a următorilor parametri : $U = 26$ V ; $I_s = 270$ A ; debit gaz 13 l/min ; distanţa contactului la sîrmă : 16 mm ; viteza sîrmei 40 cm/min ; diametrul sîrmei 1,2 mm.

Pentru realizarea amestecului, din lipsa unui amestecător de gaze, s-a utilizat un arzător oxiacetilenic la care argonul a fost introdus la conducta de oxigen, iar CO_2 la cea de acetilenă. Debitmetrele au fost luate de la alte instalaţii sau au fost realizate în uzină. Pentru reducerea presiunii s-au utilizat reductoare de oxigen. Instalaţia astfel realizată a dat rezultate bune.

Din punct de vedere aplicativ, s-a mers pe două direcţii, şi anume : sudarea pereţilor groşi de la butucii pentru prinderea roţilor de rulare şi sudarea tablelor subţiri de la caroserie, ambele cazuri din cadrul autocamioanelor ROMAN. Butucii (fig. 5), consideraţi ca elemente de securitate în cadrul autocamionului, avînd formă complicată, accesibilitate dificilă la rostul de sudat, diametrul relativ redus, nu au permis aplicarea sudării cu arc acoperit. Rezultatele bune obţinute la probele de sudare cu amestec de gaz, prin extindere, au permis realizarea în bune condiţiuni a acestor îmbinări din oţel cu conţinut ridicat de carbon şi la care trebuia realizată o rădăcină bună. Lipsa zgurei s-a adăugat la avantaje. În figura 6 este prezentată instalaţia de sudat butuci.

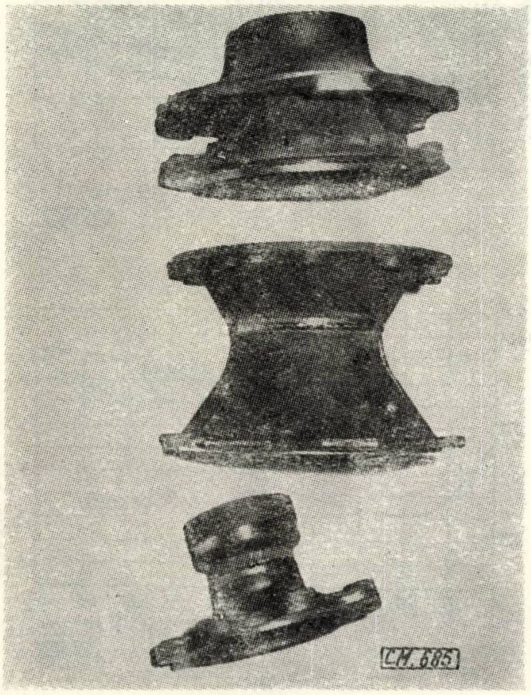


Fig. 5.

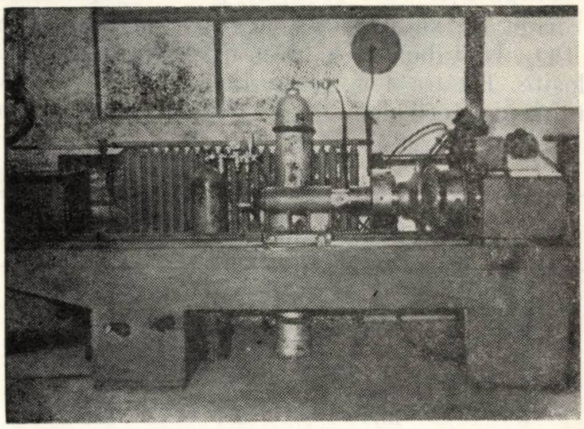
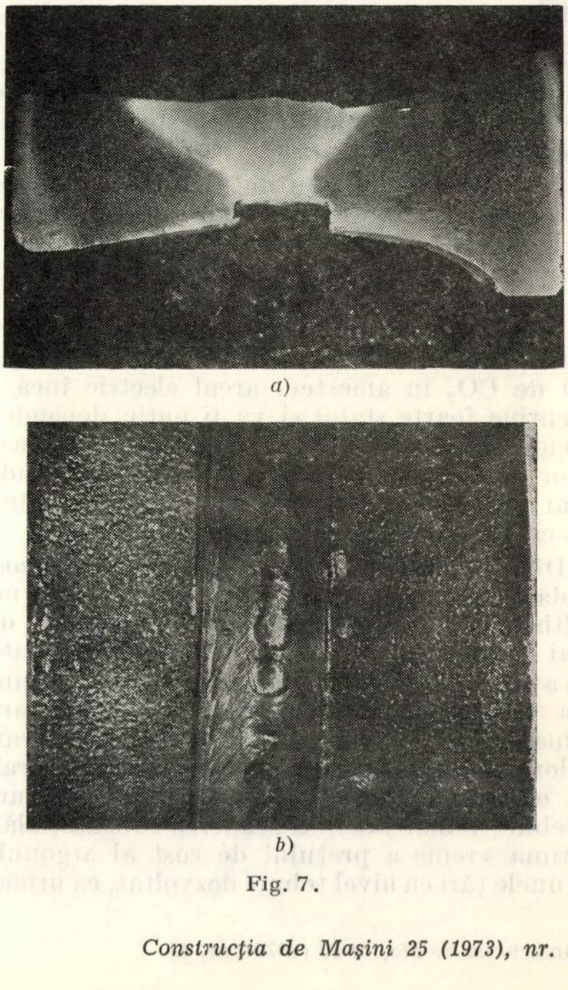


Fig. 6.

Figura 7 a prezintă o secţiune prin îmbinare. Se remarcă buna formare a rădăcinii prin sudare în amestec de gaze. În figura 7 b se prezintă aspectul exterior al cusăturii.



a)

b)

Fig. 7.

Încercări similare s-au făcut pentru sudarea tablelor subțiri. Arcul moale, cusătura cu aspect deosebit de frumos, posibilitatea de a suda fără dificultăți în poziție, au determinat transpunerea rapidă a rezultatelor încercărilor în fabricația caroseriei.

Figura 8 arată unul dintre ansamblele reprezentative, și anume : lonjeronul cabinei, realizat din repere din tablă subțire, îmbinate aproape exclusiv prin acest procedeu.

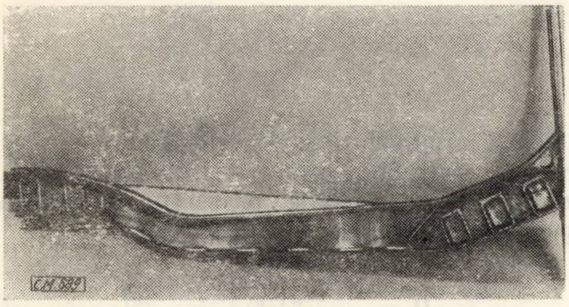


Fig. 8.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Influence du gaz de protection et des conditions de soudage sur les propriétés du metal fondu. Doc IIS/ /IIW 343–70/ex. doc XII–440–68/– Soudage et Techniques connexes 7/8 1970. Franța.

[2] * * * Gase Handbuch – Publ. Messer Griescheim. Bros. 901001. RFG.

[3] *K. K. Hrenov.* Sudarea, tăierea și lipirea metalelor. Ed. Tehnică 1954.

[4] *I. Lupescu* ș.a. Sudarea sub strat deflux, în baie de zgură și medii protectoare. Ed. Tehnică. Buc. 1968.

[5] *H. E. Weinschenk.* Betrachtungen zur Werkstoffübertragung bei der CO2 Schutzgasschweissung. Schweisstechnik RDG 1/1963.

[6] *C. Miklosi* ș.a. Sudarea metalelor. Ed. Technică. Buc. 1965.

[7] *G. Aichele.* Schutzgasschweissen. Heft 18. Publ. Messer Griescheim. RFG.

[8] *A. A. Schmith.* CO2 Shielded consumable electrode arc welding – BWRA – Abington Hall. Abington – Cambridge 1965. Anglia.

[9] *W. Wusch.* MIG und MAG – Schweissen. – Ubersicht und Anwendung. Blech–Rohre – Profile 3/1972. RFG.

[10] *S. Dietrich.* Schutzgaşschweissen – Stand und Entwiklungsmöglichkeiten. Schweiss-Technik-Soudure 6/1971, Elveția.

[11] *A. Krahl.* Auswirkungen zunehmender Kohlendioxidgehalte in Argon – Kohlendioxid – Schutzgasgemischen beim Metallschutzgasschweissen von Baustählen. Schweissen u. Schneiden 5/1971. RFG.

CZ 621.833.001.5

Cinematica generării roților dințate cilindrice cu dinți înclinați cu profilul corijat

Dr. ing. Constantin MINCIU – Institutul politehnic – București
Ing. Constantin SANDU – Institutul politehnic–București

C. MINCIU

Dr. ing. *Constantin Minciu* a absolvit în anul 1962 facultatea de mecanică, secția mașini-unelte și scule, din cadrul Institutului politehnic – București. La început ca asistent, iar din 1970 ca șef de lucrări activează la catedra mașini-unelte și scule în cadrul facultății T.C.M. din același institut politehnic. Este doctor inginer din 1971. Are preocupări din domeniul prelucrării roților dințate și al sculelor așchietoare.

Ing. *Constantin Sandu* a absolvit facultatea T.C.M. în anul 1965, secția mașini unelte și scule, Institutul politehnic – București. După absolvire activează, pînă în 1968, ca inginer proiectant la I.C.T.C.M. după care, prin concurs, revine în institut ca asistent universitar.

C. SANDU

În construcția de mașini, deseori este necesar să se folosească roți dințate cilindrice cu dinți înclinați, avînd profilul dinților corijat. Ca exemple se pot cita următoarele cazuri : cînd se urmărește realizarea de angrenaje cu gabarit mic, folosind în acest scop roți cu număr de dinți mai mic decît z_{min}, roți care să nu prezinte interferență, sau pentru realizarea roților cu dinți robuști, rezistenți la solicitări de încovoiere și uzură, sau pentru realizarea unor angrenaje cu uzură egală la ambele roți.

Practica a arătat că prelucrarea unor astfel de roți dințate cu dinți înclinați și cu profilul corijat ridică unele probleme privind reglarea lanțurilor cinematice ale mașinilor-unelte prelucrătoare.

În articol se arată modul de calcul necesar reglării lanțului cinematic de filetare la mașinile de frezat roți dințate cu freză-melc.

Pentru o funcționare corectă a angrenajului cu dinți înclinați, unghiul de înclinare al dinților pe cercul de rulare trebuie să fie același la ambele roți.

În figura 1 se poate observa că la deplasarea cercului de rulare față de cercul de divizare al roții, la același unghi de înclinare β, pasul elicei dinților se modifică. Această modificare atrage după sine schimbarea raportului de transfer al roților de schimb din lanțul cinematic de filetare.

În cazul prelucrării unei danturi cilindrice cu dinți înclinați necorijați (zero) lanțul cinematic de filetare, a cărui structură este reprezentată în figura 2, se reglează cu cunoscuta relaţie [1], [2]:

$$\frac{A_F}{B_F} = C'_F \frac{P_s}{P_E} \frac{A_B}{B_R} \tag{1}$$

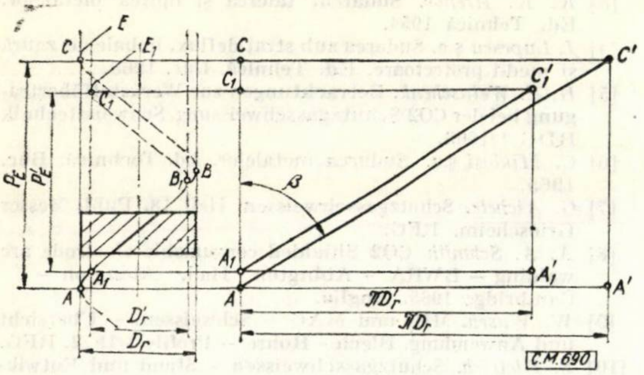


Fig. 1.

Din lanţul cinematic de rulare:

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{k_s}{z_p}, \tag{2}$$

şi cum:

$$P_E = \frac{\Pi\ m_n\ z_p}{\sin\ \beta}, \tag{3}$$

formula de reglare (1) se transformă în:

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{\sin\ \beta}{m_n\, k_s}, \tag{4}$$

în care:

C_F reprezintă o constantă caracteristică fiecărei maşini-unelte;

β — unghiul de înclinare a elicei;

m_n — modulul normal al dinţilor roţii;

k_s — numărul de începuturi ale frezei melc.

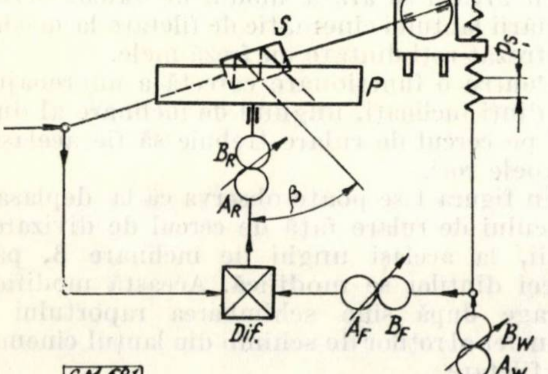


Fig. 2.

Se observă din relaţia de mai sus că, în cazul acestor angrenaje, pasul elicei precum şi numărul de dinţi ai roţii ce se prelucrează, nu influenţează calculul de reglare.

La roţile dinţate cu profilul corijat, pasul elicei P_E este:

$$P_E = \frac{\Pi\, D_{ra}}{\text{tg}\ \beta} = \frac{\Pi m_n \left(\dfrac{z_p}{\cos\ \beta} + 2\, k\, \xi_n\right)}{\text{tg}\ \beta}, \tag{5}$$

deoarece:

$$\xi_n = \frac{\xi_a}{\cos\ \beta},$$

în care ξ_n reprezintă coeficientul de corijare în secţiune normală la roata de prelucrat z_p, iar ξ_a coeficientul de corijare în secţiunea frontală (aparentă), iar relaţia (5) devine:

$$P_E = \frac{\Pi\, m_n (z_p + 2\ k\ \xi_n)}{\sin\ \beta}. \tag{6}$$

În relaţiile de mai sus mărimea k este [3].

$$k = \frac{\text{tg}\ \alpha_0}{ev\ \alpha_r - ev\ \alpha_0} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r} - 1\right), \tag{7}$$

în care:

α_0 reprezintă unghiul de angrenare al danturii necorijate,

α_r — unghiul de angrenare calculat cu relaţia (3)

$$ev\ \alpha_r = 2\ \frac{\Sigma\ \xi_a}{\Sigma z_p}\ \text{tg}\ \alpha_0 + ev\ \alpha_0, \tag{8}$$

$\Sigma\ \xi_a$ şi $\Sigma\ z_p$ se referă la angrenajul format din roţile z_{p1} şi z_{p2}.

Ţinînd seamă de relaţiile (6) şi (2) formula de reglare (1) devine:

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{\sin\ \beta}{m_n\ k_s} \frac{z_p}{z_p + 2\ k\ \xi_a}, \tag{9}$$

care reprezintă relaţia de reglare a lanţului cinematic de filetare pentru cazul în care se execută o roată dinţată cu z_p dinţi şi cu coeficientul de corijare în secţiune frontală (aparentă) ξ_a. Facem observaţia că această relaţie este valabilă pentru toate lanţurile cinematice de filetare a căror schemă cinematică structurală este reprezentată în figura 2.

În cazul maşinilor de frezat roţi dinţate cu freză melc, la care roţile A_R/B_R sînt înaintea diferenţialului, urmînd acelaşi mod de calcul se poate arăta că formula de reglare a lanțului cinematic de filetare este:

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{\sin \beta}{m_n (z_p + 2\,k\,\xi_a)}. \qquad (10)$$

Concluzii

1. La prelucrarea roților cu dinți înclinați necorijați, după cum rezultă din relația (4), cu aceeași reglare se pot executa ambele roți z_{p1} și z_{p2} ale angrenajului.

2. După cum rezultă din relațiile (9) sau (10) la prelucrarea danturii înclinate este necesară schimbarea roților A_F/B_F pentru prelucrarea celor două roți din angrenaj.

3. Pentru a păstra un singur reglaj, în cazul relației (9) este necesar ca:

$$\frac{z_{p1}}{z_{p1} + 2\,k\,\xi_{a1}} = \frac{z_{p2}}{z_{p2} + 2\,k\,\xi_{a2}}, \qquad (11)$$

iar în cazul relației (10) este necesar ca:

$$z_{p1} + 2\,k\,\xi_{a1} = z_{p2} + 2\,k\,\xi_{a2}. \qquad (12)$$

De observat că relația (12) se poate îndeplini numai în cazuri cu totul deosebite.

În schimb, pentru primul caz dat de relația (11), atunci cînd:

$$\xi_{a1} = z_{p1}\frac{\Sigma\ \xi_a}{\Sigma\ z_p};\ \xi_{a2} = z_{p2}\frac{\Sigma\ \xi_a}{\Sigma\ z_p}, \qquad (13)$$

se pot prelucra ambele roți cu un singur reglaj.

4. Nu întotdeauna se pot prelucra roți dințate cu dinții înclinați cu profil corijat deoarece:

$$\frac{A_F}{B_F} = f\ (z_p,\ \xi_a,\ k,\ \beta),$$

negăsindu-se roți dințate în trusa mașinii-unelte.

5. La proiectarea unui astfel de angrenaj este necesar a se ține seamă de cele arătate mai sus.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* „Angrenaje", București, Editura tehnică, 1962.

[2] *Botez, E.* „Mașini-unelte. Cinematica", Vol. I, București, Editura Tehnică, 1969.

[3] *Sauer,* L. ș.a. „Angrenaje", vol. I, București, Editura tehnică, 1970.

CZ 621.65: 620.193

Efectul cumulat al solicitărilor variabile și al coroziunii asupra pompelor cu piston

Ing. Petroniu POPOVICI jr. — I.C.E. PETROM — București

Ing. Dragoș MUȘATESCU — IPROMIN — București

Cercetările efectuate asupra unor avarii apărute în timpul exploatării pompelor cu piston de înaltă presiune din industria îngrășămintelor cu azot și, în special, a pompelor cu piston pentru carbamat de amoniu arată că, atunci cînd au avut loc ruperi de piese, ele s-au produs fără o deformare prealabilă a zonei de rupere.

La verificarea calității materialelor utilizate — de regulă oțeluri de tip 18—8 crom-nichel — s-a constatat că, deși acestea erau corespunzătoare din punctul de vedere al rezistenței mecanice sau al rezistenței la coroziune, suprafețele de rupere prezentau un aspect tipic ruperii la oboseală, fără alungiri vizibile în zona respectivă sau în domeniul învecinat, direcția de rupere fiind orientată perpendicular pe direcțiile principale de eforturi.

1. Factori de influență

Experiența acumulată în construcția de mașini arată că, sub efectul solicitărilor variabile, proprietățile de rezistență ale oțelurilor se micșorează.

Cu alte cuvinte, o piesă care poate rezista la o solicitare statică σ_{max}, practic, un timp nelimitat se va rupe după un număr relativ restrîns de cicluri cu valoare maximă σ_{max}.

O astfel de rupere, datorată fenomenului de oboseală, se caracterizează prin apariția inițială a unor microfisuri care apoi se extind în secțiune, fisura avînd un aspect lucios datorită atingerii permanente a celor două părți ale piesei fisurate. Atunci cînd secțiunea se slăbește suficient de mult, are loc o rupere bruscă, ceea ce face ca în această zonă să apară o structură caracteristică, grăunțoasă.

Cu toate că mecanismul amorsării microfisurilor nu este încă pe deplin elucidat, se consideră că principala cauză a fenomenului constă în existența unor zone de concentrare a eforturilor unitare, în care se produc atacuri corosive datorită lichidului transportat [1].

În cazul pieselor confecționate din oțel 18/8 crom-nichel — la care se declanșează o coroziune de tip „intercristalin" — atacul corosiv pornește de la suprafața materialului, avansează de-a lungul limitelor grăunţilor cristalului şi pătrunde cu timpul în profunzimea materialului, producînd detaşarea unor grăunţi independenţi (fig. 1).

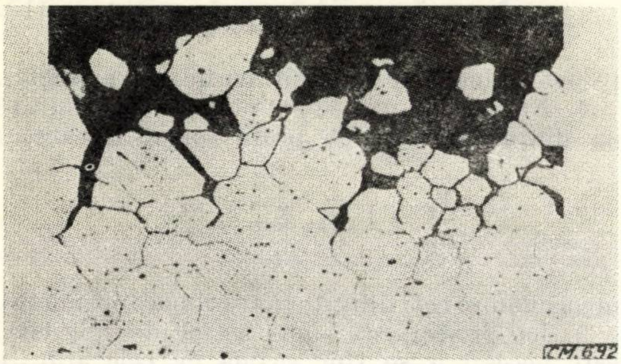


Fig. 1 Microfotografia unei zone cu coroziune intercristalină la un oţel 18/8 Cr–Ni cu 0,08 % C, 300 : 1 [3].

Teoria sărăcirii în crom elaborată de Strauss, Schottky şi Hinneber, apreciază că această coroziune se datoreşte precipitării la limitele grăunţilor a carburii de crom; deoarece unica sursă de crom sînt grăunţii de austenită adiacenţi, este evident că între matricea de bază şi particulele de carbură de crom trebuie să aibă loc un transfer al cromului, care neputîndu-se face decît prin difuzie, reclamă instaurarea unui gradient de concentraţie. Se creează astfel linii de rezistenţă scăzută la acţiunea mediului corosiv, fiind atacate selectiv regiunile însărăcite în crom.

Încercările prin metode moderne, ca de plidă analiza chimică punctiformă cu microsonda electronică sau micromăsurătorile de potenţial, au scos în evidenţă faptul că pot apărea coroziuni intercristaline chiar fără o însărăcire locală în crom.

De aceea, este necesar a se lua în considerare şi alte teorii ce încearcă să explice coroziunea intercristalină, cum ar fi teoria electrochimică, teorie care presupune formarea unor microcupluri galvanice în care particulele de carbură au rolul de anod, sau teoria tensională care consideră că atacul preferenţial al stratului intergranular se datoreşte tensiunilor mecanice dintre formaţiile precipitate şi grăunţii cristalini [2].

2. *Efectul cumulat al solicitărilor variabile şi al coroziunii intercristaline*

Interdependenţa celor doi factori ce influenţează ruperile de piese arătate mai înainte — solicitările variabile şi coroziunea intercristalină — a determinat necesitatea adoptării unei denumiri specifice pentru acest fenomen, ,,coroziune datorită oscilaţiilor''.

Pe suprafaţa pieselor ce vin în contact cu mediul corosiv se formează, datorită solicitărilor mecanice alternative, aşa-numitele ,,linii de alunecare'', domenii active care sînt atacate selectiv de mediul corosiv.

Migraţia ce are loc în straturile şirurilor de atomi (aşa-numita ,,dislocaţie de reţea'') şi care duce la apariţia liniilor de alunecare este ilustrată în figura 2.

Pornind de la o poziţie neperturbată, suprapusă, a două şiruri de atomi (fig. 2, a), datorită solicitărilor mecanice exterioare apare o dislocaţie x prin comprimarea locală a distanţei dintre atomi (fig. 2, b). Ca urmare a tendinţei atomilor de a ocupa o poziţie optimă, această dislocaţie se deplasează (migrează) (fig. 2, c), pînă cînd străbate întregul şir superior de atomi şi apoi se stinge (fig. 2, d).

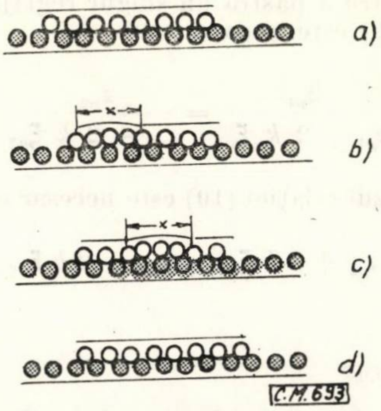


Fig. 2 Formarea şi deplasarea unei dislocaţii.

Alunecarea unei dislocaţii are loc cu un anumit ,,pas de alunecare'', fenomenul producîndu-se într-un plan cristalin bine stabilit, ceea ce face ca migrarea dislocaţiilor să apară la fotografiere sub forma unor linii de alunecare. (fig. 3)

Primele ruperi ale liniilor de alunecare, prin stratul pasiv al suprafeţelor pieselor se datoresc unor concentrări locale ale eforturilor unitare: aici au loc şi primele atacuri corosive, atacuri ce în final vor provoca ruperea piesei [3].

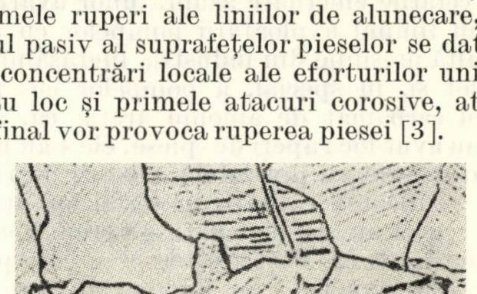


Fig. 3 Formarea liniilor de alunecare la un oţel austenitic supus la solicitări variabile [3].

Fiecare metal sau aliaj metalic — oţel carbon obişnuit, oţeluri antiacide austenitice sau feritice, crom, nichel, titan, hastelloy etc. — sînt susceptibile la coroziunea datorită oscilaţiilor; în această stare de solicitări nu se vor putea nici măcar aproxima valori ale rezistenţei în timp, aşa cum rezultă de exemplu din curbele Wöhler ce se stabilesc în cazul solicitărilor variabile neînsoţite de acţiunea unui mediu corosiv.

3. Îmbunătăţirea calităţii oţelurilor, o metodă eficientă de preîntîmpinare a coroziunii datorită oscilaţiilor

În primii ani ai fabricării în Europa a pompelor cu piston de înaltă presiune pentru carbamat de amoniu s-au folosit oţeluri de tip W 4580 cu 0,08 % C, 17,5 % Cr, 12 % Ni şi 2,3 % Mo, stabilizat cu niobiu [4].

Cilindrii de pompă confecţionaţi din acest material au prezentat, după numai 2000 de ore de funcţionare, fisuri ce au dus la rupere.

Din această cauză, constructorii de maşini solicitau insistent oţelăriilor elaborarea unui material care să corespundă atît condiţiilor de puritate cît şi de omogenitate a structurii; ei au impus, ca bază pentru aprecierea pieselor forjate, următoarele criterii:

— conţinut de ferită sub 1 %;

— lipsa carburilor de crom;

— limitarea eventualelor incluziuni de zgură la maximum 0,2 mm;

— forjarea pieselor în toate sensurile.

Luînd în considerare evitarea formării carburilor, s-a redus drastic conţinutul de carbon al oţelului folosit, pînă la un procent de 0,02 %. În plus, pentru cazurile cînd se lucrează la temperaturi peste 400°C, s-au introdus şi elemente de stabilizare — titan sau niobiu — care au o afinitate faţă de carbon ce depăşeşte cu mult pe cea a cromului [5]. Formarea cu prioritate a carburilor de Ti sau Nb şi separarea lor, împiedică formarea carburilor de crom datorită lipsei de carbon şi deci nu se mai produce răcirea în crom a grăunţilor de austenită.

Pentru a se îmbunătăţi rezistenţa la coroziune, s-a sporit uşor conţinutul de molibden, iar pentru a se mări rezistenţa de durată a oţelurilor la solicitări variabile s-a folosit azotul, care prin depunere în reţeaua atomică frînează procesele de alunecare.

S-a ajuns astfel ca în prezent să se utilizeze tot mai frecvent oţeluri de tip W 4429 cu 0,02 % C, 17,5 % Cr, 2,7 % Mo, 13,5 % Ni şi 0,1 % N; ele prezintă în plus şi avantajul unei rezistenţe mecanice îmbunătăţite cu circa 30 %.

Piesele ce urmau a se forja au fost tăiate din zonele marginale ale lingourilor, relativ lipsite de zgură.

4. Alte măsuri ce se impun pentru evitarea defecţiunilor

O secţiune prin cilindrul unei pompe cu piston de înaltă presiune pentru carbamat de amoniu de tip mai vechi (1958), arată că la locurile de penetraţie a orificiilor, precum şi la scaunele de supapă, respectiv suporturile de arc, sînt create condiţii pentru apariţia unor vîrfuri considerabile ale eforturilor unitare (fig. 4).

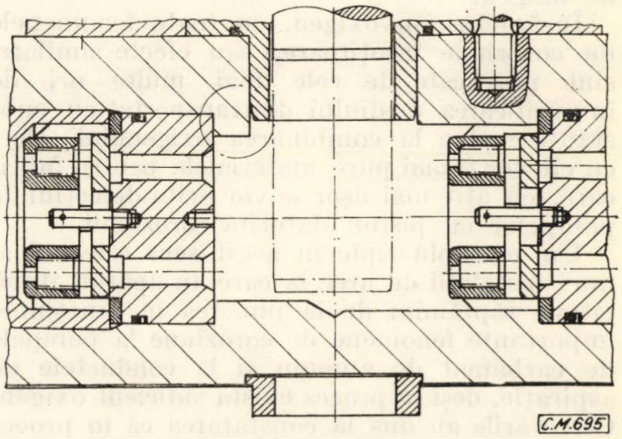


Fig. 4. Secţiune prin cilindrul şi corpul supapelor unei pompe cu piston tip Worthington 1958.

De aceea majoritatea ruperilor plecau de la baza găurii pentru pistonul plonjor, materialul prezentînd fenomene pronunţate de corodare în zona de amorsare a fisurilor.

Aceste constatări au dus la modelarea găurilor din blocul cilindrilor, astfel că în prezent s-a ajuns la forma tehnologică din figura 5.

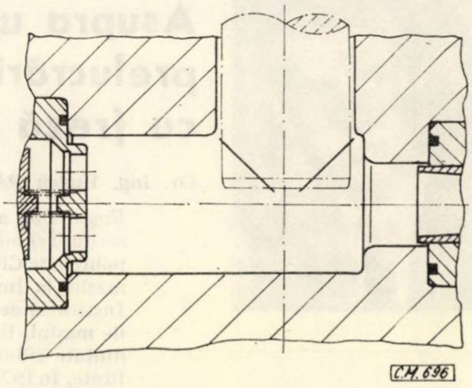


Fig. 5. Secţiune prin cilindrul şi corpul supapelor unei pompe moderne cu piston.

În plus, ţinînd seamă de sensibilitatea la crestare a oţelurilor austenitice, s-a îmbunătăţit calitatea suprafeţelor ce vin în contact cu mediul corosiv, şi anume de la valoarea maximă a asperităţilor de 6,3 μm s-a ajuns în prezent la o valoare de 0,4 μm, muchiile prelucrîndu-se manual [4].

Aceleaşi măsuri s-au luat şi pentru blocurile de supape; în plus, forma şuruburilor lor de prindere a fost modificată pentru a se obţine o mai mare elasticitate, iar coeficientul de siguranță la rupere la oboseală a crescut de la 7 la 12, datorită unor prestrîngeri corespunzătoare.

O deosebită influență asupra comportării la coroziune a oțelurilor austenitice o are stratul pasiv de oxid ce se formează la suprafața pieselor ; de aceea, mai ales cînd se lucrează cu carbamat de amoniu, este necesar să se aducă permanent în soluție o cantitate suficientă de oxigen.

Însărăcirea în oxigen, cu toate fenomenele de coroziune însoțitoare, sau efecte similare, sînt provocate de cele mai multe ori de impurificarea mediului de transportat cu substanțe ce duc la combinarea oxigenului. Deci cu cît vor fi mai pure materialele pentru fabricare, cu atît mai ușor se vor evita defecțiunile pompelor cu piston datorită coroziunii.

Un exemplu tipic în acest sens este cel al unei instalații de uree la care au apărut, după cîteva săptămîni de la punerea în funcțiune, importante fenomene de coroziune la pompele de carbamat de amoniu și la conductele de aspirație, deși în proces exista suficient oxigen. Cercetările au dus la constatarea că în proces s-a introdus apă străină, care nu era un condens curat ci apă cu urme de clor ; aceasta, în combinație cu soluția fierbinte de carbamat de amoniu, a produs distrugerea rapidă a oțelurilor austenitice, altfel deosebit de rezistente.

5. Concluzii

Toate materialele metalice sînt susceptibile la ,,coroziunea datorită oscilațiilor'', adică la acțiunea simultană și cumulativă a solicitărilor variabile și a unui mediu corosiv.

Alegerea justă a materialelor, o construcție bine proiectată — fără concentractori de eforturi unitare — precum și conducerea exactă a procesului tehnologic în care sînt încadrate pompele respective, fac ca în momentul de față randamentul și economicitatea lor să fie la nivelul celorlalte mașini și utilaje ale industriei chimice moderne. În instalațiile la care au fost respectate cu strictețe condițiile arătate s-au realizat — pentru pompele cu piston de înaltă presiune — durate de funcționare care au depășit 30000 ore.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* Rezistența materialelor, ed. II-a, București, Editura tehnică, 1970.

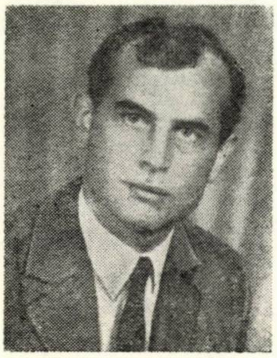
[2] *Miclosi, V., Lupescu, I.* Sudarea prin topire a oțelurilor aliate. București, Editura tehnică, 1970.

[3] *Fries, H.* Schwingungsrisskorrosion bei Kolbenpumpen. Documentație URACA, 1970.

[4] *Schultz, H.* Dezvoltarea cilindrilor pompelor de carbamat pentru instalațiile de uree. Documentație Worthington, 1972.

[5] *Löfblad*, D., *Ludth, G.* Austenitische rostfreie Stähle mit niedrigen Kohlenestoffgehalten, Materialele adunării generale din iunie 1958 a Institutului internațional de sudură.

◆



CZ : 621.833.1 :621.914.6

Asupra unor experiențe în domeniul prelucrării roților dințate cilindrice cu freză melc-modul

Dr. ing. Eugen PAY — **Institutul de subingineri — Baia Mare**

Eugen Pay **a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, secția Tehnologia construcției de mașini, în 1962. Este doctor-inginer (Institutul politehnic-Cluj) din 1970. A fost asistent la catedra Tehnologia construcției de mașini la Institutul politehnic-Cluj pînă în 1969. Din 1969 este șef de lucrări la Institutul de subingineri din Baia Mare, unde predă cursul de Mecanisme și organe de mașini. Este autorul unor lucrări din domeniul preciziei de prelucrare a roților dințate cilindrice cu freză melc — modul, publicate în diverse reviste de specialitate. În 1972 a fost la specializare în R.S. Cehoslovacă pentru construcții de mașini în general și în special pentru roți dințate.**

Erorile roților dințate — rezultate în urma prelucrării — sînt o consecință a erorilor sculei, mașinii-unelte, dispozitivului de prindere și semifabricatului, în acțiunea lor reciprocă. Deși acest lucru era cunoscut, se considera că [1], [2] la mașinile-unelte moderne nu apar deosebiri esențiale între comportarea mașinii în gol și în sarcină, regimul de așchiere nefiind luat în considerare.

În afară de aceasta literatura de specialitate [2], [10] tratează incomplet și alte probleme legate de danturare, cum ar fi : precizia semifabricatului, corelația dintre diametrul frezei melc și precizia roții obținute etc.

Pornind de la aceste date, în experiențele efectuate* s-a căutat să se elucideze problemele amintite, în condițiile producției de roți dințate din țara noastră.

---

* La ,,Înfrățirea'' — Oradea și U.M. Cugir.

S-au stabilit relații de calcul ale erorilor de danturare în funcție de regimul de așchiere [4], [5], [6], [7], [8], ca urmare a deformării transversale și torsionale a sistemului tehnologic elastic (M-D-S-P), erori ce au influență în special asupra variației grosimii dintelui prelucrat [5], [10].

În urma experiențelor efectuate a reieșit că există posibilități reale pentru ridicarea preciziei de danturare, concomitent cu creșterea productivității muncii, prin mărirea vitezei de așchiere și acordarea unei atenții mai mari în ce privește întreținerea mașinilor-unelte de danturat, reglarea mașinii, alegerea corespunzătoare a roților de schimb, reascuțirea frezelor și mărirea preciziei de confecționare a semifabricatelor strunjite.

În procesul de danturare prin frezare, pe lîngă precizia mașinii-unelte și a sculei, apar erori tehnologice datorate regimului de așchiere, cum ar fi : variația erorii de rotire în sarcină a frezei melc, variația erorii de rotire a mesei mașinii (semifabricatului), variația deformației transversale a sistemului tehnologic elastic, variația bătăii radiale și frontale a semifabricatului etc.

Variația erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc este proporțională cu creșterea avansului și scăderea vitezei de așchiere ($v = 14-48$ m/min) [6], [8], putîndu-se calcula în anumite cazuri concrete.

Variația erorii cinematice la rotirea în sarcină a mesei mașinii este, de asemenea, funcție de regimul de așchiere; ea crește cu creșterea vitezei (într-o oarecare măsură) și scade cu mărirea avansului ($S < 1{,}4$ mm/ /rot. piesă). [7], [8].

Eroarea sumă (diferența dintre eroarea cinematică la rotirea frezei și a mesei) crește într-o oarecare măsură cu creșterea avansului și scade cu mărirea vitezei de așchiere [7], [8], în concordanță cu influența vitezei de așchiere asupra forței, la frezarea danturii.

Variația deformației transversale a sistemului tehnologic elastic este proporțională cu variația forței datorită variației regimului de așchiere, avînd influență vizibilă asupra variației grosimii dintelui [5], [8].

Odată cu creșterea vitezei de așchiere ($v = 14-48$ m/min) pentru diferite materiale (OLC 45, 21 TMC 12 etc.), s-a observat o îmbunătățire a netezimii suprafeței flancurilor prelucrate și o creștere a uzurii frezei melc la început, urmată de o micșorare pînă la un minim [4], [8], confirmînd experiențele lui Rapp [9].

Viteza optimă din punct de vedere al uzurii frezei melc, pentru prelucrarea oțelului OLC 45 îmbunătățit la 65–75 daN/mm^2 (STAS 880–68), s-a observat a fi în jurul valorii de 37 m/min.

Cu creșterea avansului, uzura frezei-melc crește la început lent, iar pe urmă brusc [4], [8].

Din punct de vedere al preciziei de danturare, diametrul frezei-melc este bine să fie cît mai mare, cu mai multe canale de așchii (se obține o evolventă mai corectă [8]), dar, din punct de vedere al uzurii frezei-melc, creșterea diametrului duce într-o oarecare măsură la creșterea uzurii, pe de o parte, datorită subțierii așchiei și măririi presiunii specifice (fig. 1), iar pe de altă parte, prin mărirea drumului parcurs de freză pentru prelucrarea unei roți dințate (fig. 2). Această influență a fost pusă în evidență și la frezarea obișnuită [3].

Se impune ca la degroșare, unde se pun probleme deosebite de productivitate și mai

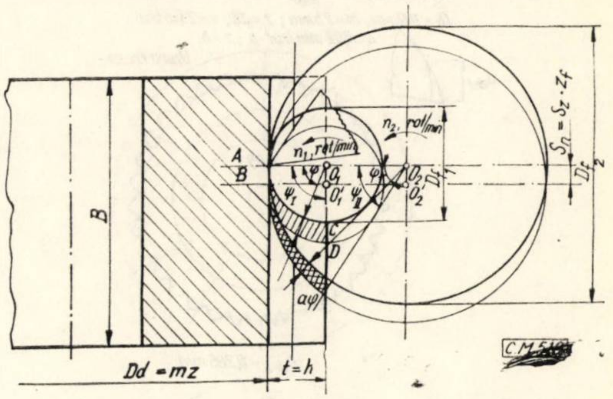


Fig. 1

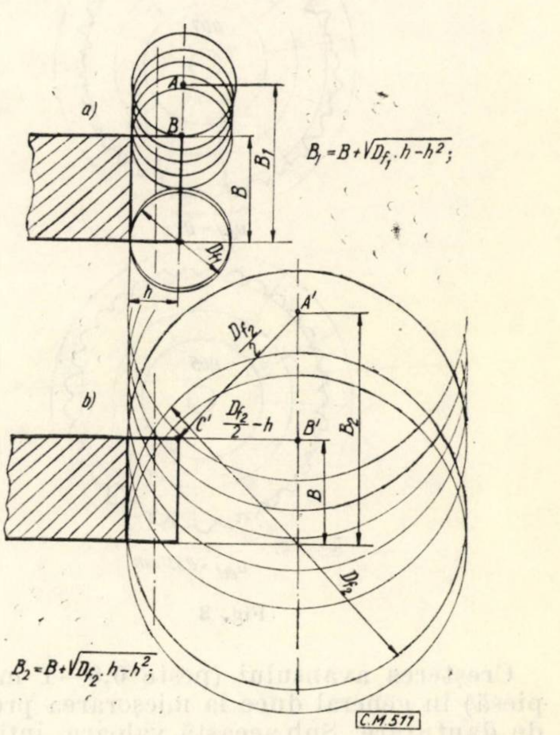


Fig. 2

puţin de precizie, freza-melc să aibă un diametru mic (D_f = 40–80 mm), iar la finisare, unde precizia stă pe primul plan, freza să aibă un diametru mai mare (D_f=100–160mm).

Uzura frezei-melc acţionează în special asupra grosimii dintelui roţii prelucrate [5], prin micşorarea dimensiunii geometrice a frezei-melc şi prin creşterea forţei de aşchiere, şi asupra netezimii suprafeţei flancului prelucrat.

Uzura frezei-melc, în limitele admise (0,2–0,3 mm), influenţează foarte puţin precizia de danturare. Acest lucru s-a pus în evidenţă prin măsurarea variaţiei distanţei dintre axe la rostogolire pe două flancuri, cu o roată etalon (VAm), conform STAS 6273–60, la diferite uzuri ale frezei-melc (fig. 3 şi 4).

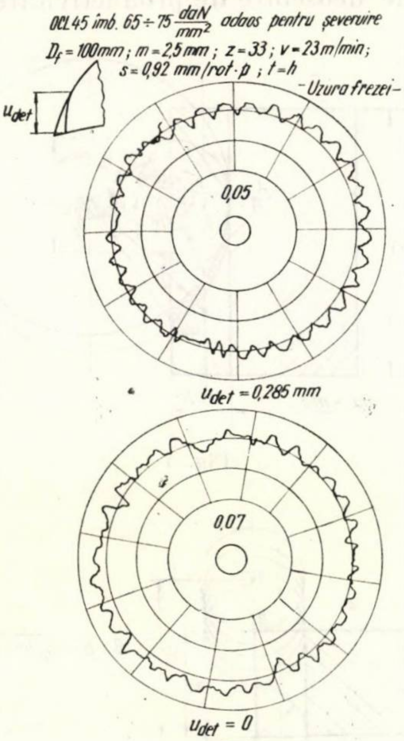


Fig. 3

Creşterea avansului (peste 0,8–1 mm/rot piesă) în general duce la micşorarea preciziei de danturare. Sub această valoare, influenţa avansului nu este vizibilă [4], [8].

Cu creşterea vitezei de aşchiere în anumite limite (v = 17–47 m/min), s-a obţinut o micşorare a erorii de profil [4], [8], în special pe seama îmbunătăţirii netezimii suprafeţei flancului prelucrat; de asemenea, o micşorare a variaţiei distanţei de măsurat între axe la rostogolirea pe două flancuri cu o roată etalon [8].

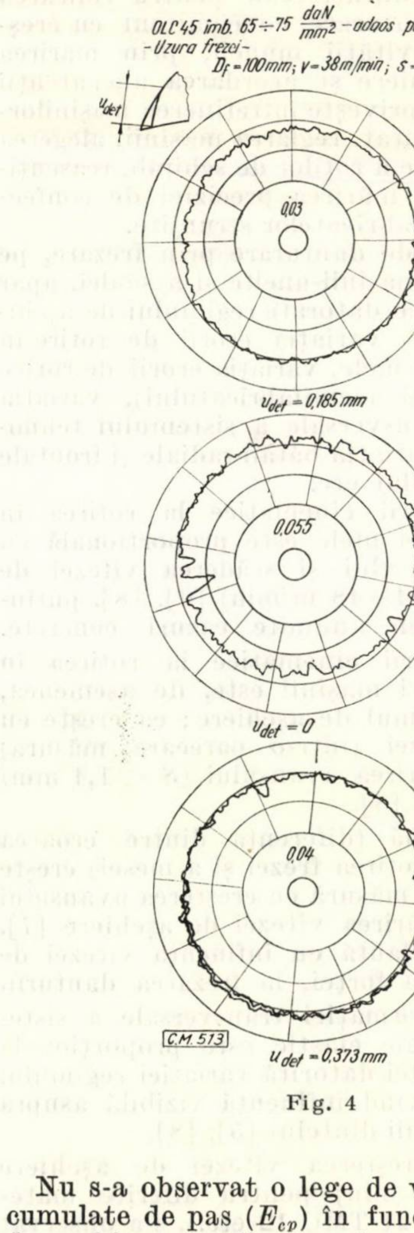


Fig. 4

Nu s-a observat o lege de variaţie a erorii cumulate de pas (E_{cp}) în funcţie de regimul de aşchiere, erorile care intervin compensîndu-se într-o oarecare măsură [4], [8].

În cadrul lanţului cinematic al maşinii de frezat roţi dinţate, precizia cinematică este influenţată în cea mai mare măsură de roţile de schimb pentru divizare (atît din punctul de vedere al preciziei acestora, cît şi al montării lor).

Eroarea cumulată de pas (E_{cp}) este influenţată de eroarea de bătaie radială a semifabricatului, de bătaia semifabricatului în procesul de frezare şi de bătaie radială a roţii dinţate prelucrate [4], [8].

Adîncimea de aşchiere la frezarea roţilor dinţate avînd modulul $m < 4$ mm nu are influenţă vizibilă asupra preciziei de danturare [8].

Precizia de danturare se îmbunătăţeşte în cazul frezării în contra avansului, concomitent cu o uniformitate a uzurii frezei-melc. Frezarea în contra avansului implică însă o maşină cu rigiditate corespunzătoare, deoarece la acest procedeu de frezare au loc vibraţii mai pronunţate.

Alegerea vitezei optime şi a avansului, în cazul frezării roţilor dinţate, este dictată de uzura frezei melc, de variaţia erorii cinematice a maşinii, de deformaţia sistemului tehnologic elastic M-D-S-P şi de rigiditatea dinamică a sistemului (vibraţii).

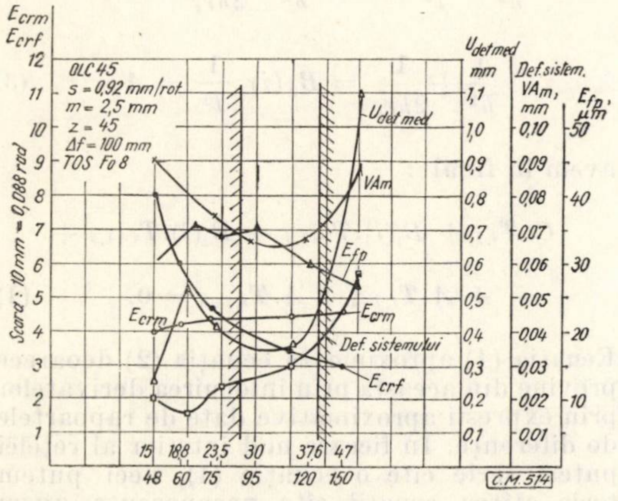


Fig. 5

Diagrama din figura 5 indică o metodă de alegere (determinare) a vitezei optime de aşchiere, în cazul prelucrării unui oţel OLC 45, îmbunătăţit la 65—75 daN/mm², conform STAS 880—68, luînd în considerare variaţia erorii cinematice la rotirea frezei, a erorii cinematice la rotirea mesei, uzura frezei melc, deformaţia sistemului tehnologic elastic şi precizia obţinută la roata dinţată prelucrată (variaţia distanţei de măsurat între axe la rostogolirea pe două flancuri cu o roată etalon, VAm).

În cazul cînd se lucrează cu un regim optim de aşchiere, pe o maşină-unealtă corespunzătoare, cu o freză melc din clasa A-A, conform STAS 3092—67, lucrînd cu semifabricate precise, corect prinse pe dornul portpiesă — se poate obţine la frezarea danturii, într-o singură trecere, clasa a 6—7 de precizie, conform STAS 6273—60, faţă de clasa 8—9, cît se obţine la uzina „Înfrăţirea" Oradea, lucrîndu-se cu diferite alte regimuri de aşchiere şi în alte condiţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Farber, A. M.* Precizia tehnologică a maşinilor de tăiat dinţi (trad. din lb. rusă), Bucureşti, I.D.T., 1958.

[2] *Heidrich, G.* A fogaskerekek lefejtömarás teljesitménynövelése az utóbbi èvekben. În: Gépgyártás technologia, nr. 12, 1964.

[3] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii asupra corelaţiei dintre uzura dintelui frezei, adîncimea secundară de aşchiere şi unghiul de contact. În: Construcţia de Maşini, 20, nr. 2, 1968, p. 69—72.

[4] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii în legătură cu determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare a danturii cilindrice, cu freza melc-modul. În: Contrucţia de Maşini, 21, nr. 2, 1969, p. 71—81.

[5] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra grosimii dintelui, la frezarea danturii roţilor dinţate cilindrice. În: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, Academia R.S.R., tom. 28, nr. 5, 1969, p. 1147—1158.

[6] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc la frezarea roţilor dinţate cu dantură dreaptă. În: Construcţia de Maşini, 22, nr. 4, 1970, p. 205—208.

[7] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare. În: Construcţia de Maşini, 22, nr. 11, 1970, p. 667—674.

[8] *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de danturare la frezarea roţilor dinţate cilindrice cu feză melc-modul. Teză de doctorat, Cluj, Institutul politehnic, 1969.

[9] *Rapp, I. W.* High speed hobbing gives. Remarks and results. În: Machinery (New York) 59, nr. 4, 1952, p. 151—154.

[10] *Schmidthammer, A.* Lefejtömarás, kiviteli formák, fogazó pontosság és lefejtömaro forgácsoló sebessègek. În: Gépgyártás technologia, nr. 12, 1964, p. 540—550.

* * *

CZ 536.5:621.0-434

Determinarea cîmpului de temperaturi în cazul corpurilor de rotaţie pentru condiţii pe contururi date

Ing. Ion ROŞCA — Institutul politehnic — Bucureşti

Pentru determinarea cîmpului de temperaturi într-un corp izotrop, omogen, în regim staţionar şi în absenţa izvoarelor interioare de căldură, dispunem de ecuaţia lui Laplace [1], [2], [3] :

$$\Delta T = 0, \qquad (1)$$

unde :

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$ (în coordonate cilindrice ; pentru corpuri de rotaţie).

Determinarea funcţiei T depinde de complexitatea condiţiilor la limită ale problemei şi, de cele mai multe ori, expresia analitică a acestei funcţii este foarte complicată [1],[3]. De aceea, ţinînd seamă de avantajele calculatoarelor numerice, ecuaţia (1) poate fi rezolvată aproximativ, cu o eroare oricît de mică dorim. Pentru aceasta vom utiliza metoda diferenţelor finite (metoda reţelelor), ceea ce determină rezolvarea unui sistem de ecuaţii algebrice liniare — cu un număr de ecuaţii cu atît mai mare cu cît dorim o precizie de calcul mai mare — în locul rezolvării analitice a ecuaţiei diferenţiale (1).

Întrucît ne ocupăm de corpuri de rotaţie (rotoare de turbină, cămăşi de cilindru, lagăre de alunecare), în lucrarea de faţă presupunem cazul cîmpului de temperaturi axial simetric, deci determinarea temperaturilor se va efectua numai într-o secţiune longitudinală ce conţine axa de simetrie a corpului, în toate celelalte secţiuni distribuţia temperaturilor fiind aceeaşi.

Conform metodei diferenţelor finite (a reţelelor), acoperim secţiunea de studiu cu o reţea de drepte aflate la distanţă egală între ele, drepte paralele cu axa de simetrie şi drepte paralele cu o rază [4], distanţele dintre două drepte consecutive fiind h, respectiv l; aceste distanţe se numesc pasul radial şi pasul axial. La intersecţia a două drepte se află un punct, denumit nod. În rezolvarea aproximativă se caută valoarea temperaturii din fiecare nod al reţelei. În fiecare nod, expresiile derivatelor în raport cu r şi z se înlocuiesc cu expresii aproximative date de rapoarte de diferenţe [4], [5], [6], [7], obţinîndu-se în fiecare nod al reţelei o ecuaţie cu diferenţe finite.

Ecuaţia (1) se mai poate scrie :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0. \qquad (2)$$

Înlocuind derivatele din (2) cu expresiile date de rapoarte de diferenţe [4], [5] şi notînd :

$$-\frac{2}{h^2} - \frac{2}{l^2} = C\,; \quad \frac{1}{h^2} - \frac{1}{2hr_i} = B_1(i)\,;$$

$$\frac{1}{h^2} + \frac{1}{2hr_i} = B_2(i) \quad \frac{1}{l^2} = A, \qquad (3)$$

avem în final :

$$C.\,T_{i,j} + B_1(i).\,T_{i-1,j} + B_2(i).\,T_{i+1,j} +$$

$$+ A.\,T_{i,j+1} + A.\,T_{i,j-1} = 0. \qquad (4)$$

Ecuaţia (4) aproximează ecuaţia (2) deoarece provine din aceasta prin înlocuirea derivatelor prin expresii aproximative date de rapoartele de diferenţe. În fiecare nod interior al reţelei putem scrie cîte o ecuaţie (4), deci putem scrie atîtea ecuaţii cîte necunoscute avem (valorile temperaturilor în nodurile interioare). În apropierea conturului, în ecuaţia (4) vor apărea valori ale temperaturilor de pe contur, valori ce se presupun date. Ecuaţia (2) este ecuaţia lui Laplace. Pentru această ecuaţie, în cazul cunoaşterii valorilor funcţiei pe contur, s-a demonstrat că sistemul de ecuaţii cu diferenţe finite rezultat are întotdeauna o soluţie unică şi că, prin micşorarea pasului reţelei oricît de mult, se pot obţine valori pentru funcţie în nodurile reţelei oricît de apropiate de soluţia exactă [8]. Cu alte cuvinte, în cazul de faţă, se poate aplica metoda iterativă de rezolvare a sistemului de ecuaţii cu diferenţe finite obţinut. Pentru rezolvarea iterativă este avantajos să scriem ecuaţia (4) sub forma :

$$T_{i,j} = -\frac{1}{C}\,[B_1(i)\,T_{i-1,j} + B_2(i)\,T_{i+1,j} +$$

$$+ A\,T_{i,j+1} + A\,T_{i,j-1}]. \qquad (5)$$

Ecuaţia (5) ne permite să aflăm valorile temperaturilor în toate nodurile interioare ale reţelei, date fiind valorile temperaturilor pe contur.

Aplicaţie. Pentru determinarea temperaturilor într-o cămaşă de cilindru de motor, presupunînd cunoscute temperaturile pe suprafeţele cămăşii de cilindru, s-a întocmit un program de calcul în limbaj FORTRAN. Programul are o formă generală permiţînd obţinerea distribuţiei de temperaturi pentru orice dimensiuni ale cămăşii de cilindru şi pentru orice valori ale temperaturilor pe suprafeţele ei.

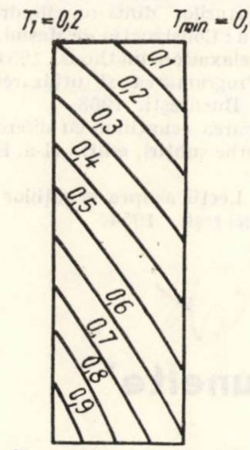


Fig. 1

Pentru exemplificare prezentăm mai jos (fig. 1) distribuţia temperaturilor într-o secţiune longitudinală făcută în cămaşa de cilindru, caracterizată prin valorile adimensionale (raportate la raza exterioară) ale razei interioare şi lungimii (fig. 2)

$$R_{\text{int}} = \frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} = 0,83\,; \quad Z = \frac{L}{r_{\text{ext}}} = 4,5.$$

Pentru temperaturi s-a considerat pe contur o variaţie liniară de-a lungul unei generatoare şi o variaţie logaritmică de-a lungul unei raze aflate la o extremitate a cămăşii de

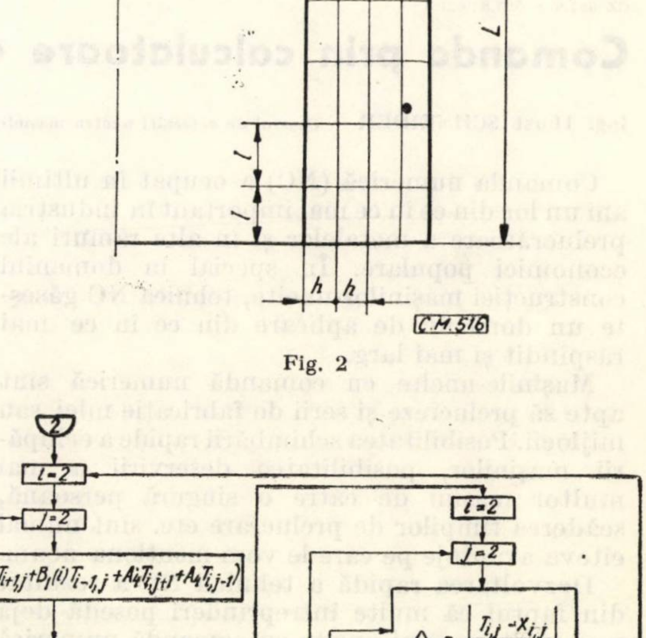

$r_{ext}=r_m$
r_i
$r_{int}=r_1$
i,j
l
l
h
h
C.M.516

Fig. 2

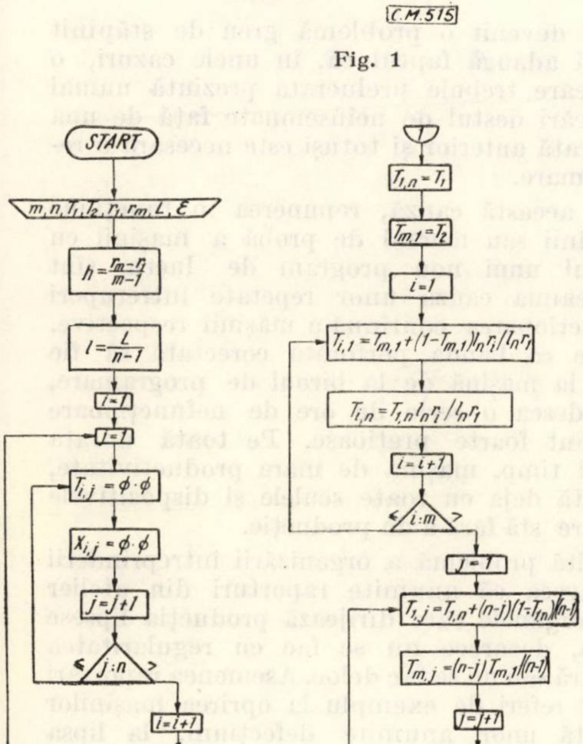
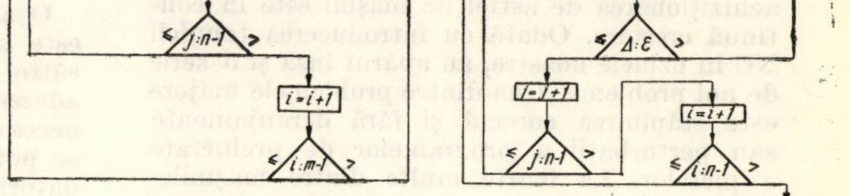


START
$m, n, T_1, T_2, r_1, r_m, L, \varepsilon$
$h=\frac{r_m-r_1}{m-1}$
$l=\frac{L}{n-1}$
i=1
j=1
$T_{i,j}=\phi\cdot\phi$
$X_{i,j}=\phi\cdot\phi$
j=j+1
j:n
i=i+1
i:m
1
$T_{1,n}=T_1$
$T_{m,1}=T_2$
i=1
$T_{i,1}=T_{m,1}+(1-T_{m,1})\ln r_i/\ln r_1$
$T_{i,n}=T_{1,n}\ln r_i/\ln r_1$
i=i+1
i:m
j=1
$T_{1,j}=T_{1,n}+(n-j)(1-T_{1,n})/(n-1)$
$T_{m,j}=(n-j)T_{m,1}/(n-1)$
j=j+1
j:n
2
2
i=2
j=2
$T_{i,j}=(-1/C_2)(B_2(i)T_{i+1,j}+B_1(i)T_{i-1,j}+A_4T_{i,j+1}+A_4T_{i,j-1})$
j=j+1
j:n-1
i=i+1
i:m-1
i=2
j=2
$\Delta=\left|\frac{T_{i,j}-X_{i,j}}{T_{i,j}}\right|$
Δ:ε
j=j+1
j:n-1
i=i+1
i:n-1
$T_{i,j}$
STOP
C.M.517

Fig. 3

cilindru. Temperaturile sînt date tot în valori adimensionale, adică sînt raportate la diferenţa dintre temperatura cea mai mare şi temperatura cea mai mică realizate în cămaşa de cilindru.

Considerînd temperatura dintr-un colţ exterior al dreptunghiului de secţiune ca fiind nulă, temperatura din colţul opus ca fiind maximă şi avînd deci valoarea adimensională 1, în ipotezele de mai sus, rezultă că este necesar pentru calcul să indicăm numai temperaturile adimensionale T_1 şi T_2 din celelalte colţuri opuse (fig. 1).

În figura 3 este dată organigrama, în care apar în plus faţă de mărimile definite mai sus: numărul de noduri de-a lungul unei raze şi de-a lungul unei generatoare notate respectiv cu m şi n şi valoarea maximă a erorii relative ε, eroare impusă în funcţie de precizia de calcul dorită.

În încheiere, se poate afirma că rezolvarea numerică cu ajutorul unui calculator electronic este mult mai avantajoasă decît rezolvarea analitică care conduce în general la funcţii Bessel, utilizarea acestora fiind greoaie şi limitată la cazuri simple [1], [3].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hamburger, L.* Introducerea în teoria propagării căldurii, I, Conducţia prin solide, E.A., Bucureşti, 1956.

[2] *Ştefănescu, D., Grünwald, B.* Transmisia căldurii şi dinamica gazelor, E.D.P., Bucureşti, 1965.

[3] *Strub, René A.* Regimul tranzitoriu de temperatură şi de tensiuni termice într-un cilindru, aplicaţii în cazul rotoarelor masive ale turbinelor cu gaze. În: Revue tech. Sultzer, Elveţia, nr. special de cercetări, 1961, pag. 46–53.

[4] *Roşca, I.* Consideraţii asupra colţurilor în determinarea numerică a eforturilor dintr-un cilindru solicitat termic axial simetric. În: Construcţia de Maşini, **22** (1970), nr. 11.

[5] *Allen, D. N.* Relaxation methods. 1954.

[6] *Ledley, R.S.* Programarea şi utilizarea calculatoarelor numerice E.T., Bucureşti, 1968.

[7] *Soare, M.* Aplicarea ecuaţiilor cu diferenţe finite la calculul plăcilor curbe subţiri, ediţia II-a. Ed. Acad. R.S.R., Buc., 1968.

[8] *Petrovski, I. G.* Lecţii asupra ecuaţiilor cu derivate parţiale, E.T., Bucureşti, 1954.

◆

CZ 621.9 – 523.8 : 621.3

Comanda prin calculatoare a maşinilor-unelte*

Ing. Horst SCHNEIDER – Centrul de cercetări pentru maşini-unelte–R.D.G.

Comanda numerică (NC) a ocupat în ultimii ani un loc din ce în ce mai important în industria prelucrătoare a metalelor şi în alte ramuri ale economiei populare. În special în domeniul construcţiei maşinilor-unelte, tehnica NC găseşte un domeniu de aplicare din ce în ce mai răspîndit şi mai larg.

Maşinile-unelte cu comandă numerică sînt apte să prelucreze şi serii de fabricaţie mici sau mijlocii. Posibilitatea schimbării rapide a echipării maşinilor, posibilitatea deservirii a mai multor maşini de către o singură persoană, scăderea timpilor de prelucrare etc. sînt numai cîteva avantaje pe care le vom menţiona acum.

Dezvoltarea rapidă a tehnicii NC a rezultat din faptul că multe întreprinderi posedă deja mai multe maşini-unelte cu comandă numerică şi numărul întreprinderilor care îşi planifică achiziţionarea de astfel de maşini este în continuă creştere. Odată cu introducerea tehnicii NC în uzinele noastre, au apărut însă şi o serie de noi probleme. Una dintre problemele majore este stăpînirea corectă şi fără deranjamente sau perturbaţii a programelor de prelucrare a pieselor. La foarte multe dintre maşinile-unelte cu comandă numerică, aflate în producţie, păstrarea şi înregistrarea acestor programe au devenit o problemă greu de stăpînit Se mai adaugă faptul că, în unele cazuri, o piesă care trebuie prelucrată prezintă numai modificări destul de neînsemnate faţă de una prelucrată anterior şi totuşi este necesară o reprogramare.

Din această cauză, repunerea în funcţiune a maşinii sau mersul de probă a maşinii cu ajutorul unui nou program de lucru sînt întotdeauna cauza unor repetate întreruperi în funcţionarea continuă a maşinii respective. Înainte ca banda perforată corectată să fie adusă la maşină de la biroul de programare, trec adesea o serie de ore de nefuncţionare care sînt foarte preţioase. Pe toată durata acestui timp, maşina de mare productivitate, echipată deja cu toate sculele şi dispozitivele necesare stă fără a da producţie.

O altă problemă a organizării întreprinderii este aceea că anumite raporturi din atelier către organele care dirijează producţia lipsesc adesea, deoarece nu se fac cu regularitatea necesară sau nu se fac deloc. Asemenea raportări se pot referi de exemplu la oprirea maşinilor datorită unor anumite defecţiuni, la lipsa numărului necesar de piese ce urmează a fi prelucrate, la timpii efectivi de funcţionare a maşinilor, la existenţa în număr suficient a sculelor necesare etc. Toate aceste informaţi le putem grupa în cele mai multe cazuri într-o noțiune generală, denumită raportări asupra procesului de fabricație.

---

* Din ciclul de conferinţe ţinute în luna iunie 1973 în Bucureşti, cu prilejul „Zilelor tehnicii R.D.G."

Problemele, amintite numai în treacăt mai înainte, pot fi astăzi rezolvate cu ajutorul tehnicii moderne de calcul și cu ajutorul tehnicii transmiterii informațiilor. O cale de soluționare a tuturor problemelor se conturează cu ajutorul așa-numitei comenzi numerice directe a mașinilor-unelte, sistem denumit pe scurt DNC. Un calculator central preia înmagazinarea tuturor programelor de prelucrare a pieselor pentru mai multe mașini-unelte, care toate sînt legate de acest calculator. Transmiterea programelor de prelucrare a pieselor către sistemele NC de pe mașinile respective, din secție, se face prin cabluri. În acest mod, banda perforată care poartă informațiile nu se mai găsește pe fiecare mașină în parte.

În figura 1 nu se arată numai drumul pe care îl parcurge informația de la calculatorul central la mașinile care sînt legate la acesta ci și drumul de introducere parcurs de datele respective pînă la calculator. Pentru acest scop, la fiecare dintre mașinile-unelte se montează cîte un aparat de intrare. Prin intermediul acestui aparat de intrare, persoana care deservește mașina poate cere programe noi de la calculatorul central sau poate semnaliza și alte informații.

Cu ajutorul unui asemenea sistem sîntem în prezent în situația de a efectua corecturi imediate, dacă acestea sînt necesare, în programul de prelucrare a unei piese. În acest scop se caută programul piesei respective în memoria calculatorului și corecturile care sînt necesare se introduc în program, de exemplu cu ajutorul tastelor de la mașina de scris. Programul astfel corectat ne stă imediat la dispoziție și se transmite imediat, pentru a se face o funcționare de probă a mașinii-unealtă, prin legătura directă prin cablu, care există între calculator și mașina de prelucrare a piesei respective. Cu ajutorul acestei metode, timpii de oprire a mașinilor-unelte se pot reduce la un minim posibil.

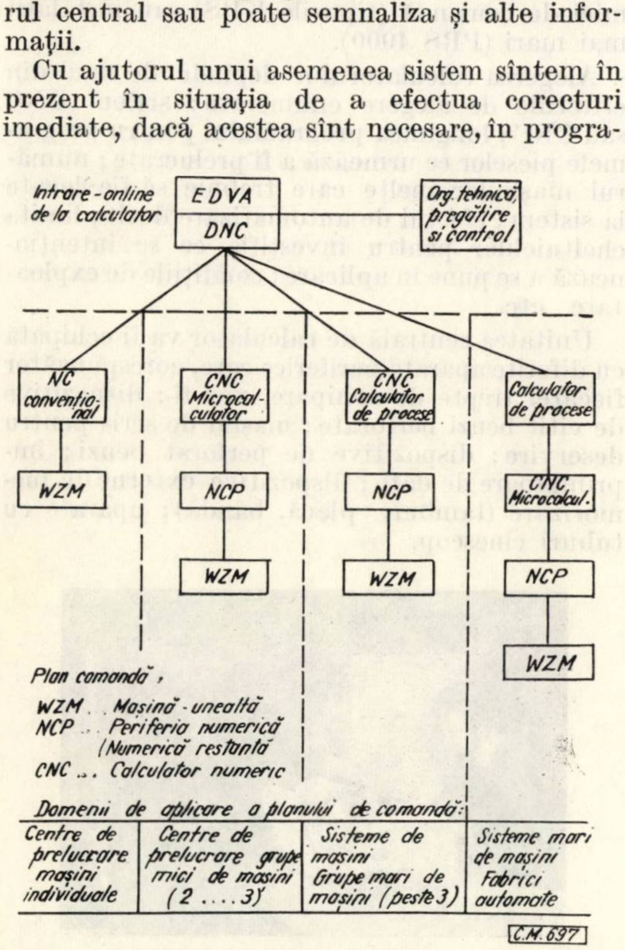

Intrare - online de la calculator
EDVA
DNC
Org. tehnică, pregătire și control
NC convențional
CNC Microcalculator
CNC Calculator de procese
Calculator de procese
WZM
NCP
CNC Microcalcul.
Plan comandă,
WZM .. Mașină - unealtă
NCP .. Periferia numerică (Numerică restantă
CNC ... Calculator numeric
Domenii de aplicare a planului de comandă:
Centre de prelucrare mașini individuale
Centre de prelucrare grupe mici de mașini (2 .... 3)
Sisteme de mașini Grupe mari de mașini (peste 3)
Sisteme mari de mașini Fabrici automate
C.M. 697

Fig. 1. Schema bloc a sistemului DNC.

Odată cu dezvoltarea sistemelor DNC desigur că revine mereu ideea că calculatorul central să fie întrebuințat pentru comanda numerică propriu-zisă a mașinilor-unelte. Calculatoarele de proces, care pot efectua cîteva mii de operații pe secundă, sînt desigur capabile să comande în mod direct mai multe mașini-unelte, fără a fi necesară intercalarea unei comenzi numerice. Acest tip de comandă numerică se numește, în mod general, numerică comandată de un calculator, sau pe scurt CNC. Modul de comandă CNC se denumește adesea ca cea de a patra generație a tehnicii NC, deoarece din punct de vedere calitativ, în acest caz este vorba de un procedeu cu totul nou. Pe lîngă avantajele oferite de comanda DNC, avem și avantajul capacității absolute de adaptare la necesitățile de întrebuințare, prin programarea absolut liberă a calculatorului.

Urmînd tendința generală de dezvoltare, și în R.D.G. se depune o muncă susținută în domeniul DNC/CNC. În prezent stă la dispoziție un sistem care îndeplinește în mod egal cerințele impuse de comanda DNC și CNC.

Acest sistem de comandă, denumit CONCEMA, a fost prezentat pentru prima dată în public cu ocazia Tîrgului de primăvară din Leipzig în anul 1972 și va fi descris în cele ce urmează.

Sistemul CONCEMA cuprinde :

— un calculator de comandă ;

— un pachet de programe pentru funcționarea acestui calculator ;

— mijloacele de transmitere a semnalelor către mașinile-unelte ;

— o periferie de proces specific numerică (NCP) ;

— un aparat de deservire și indicare specific numeric, așa-numitul monitor (MON).

Universalitatea sistemului CONCEMA se arată în figura 2.

Calculatorul central de comandă în acest caz comandă diferite mașini-unelte, după principii diferite.

Mașina-unealtă 1 și mașina-unealtă 2 sînt comandate de către calculator pentru o funcționare ,,veritabilă'' în sistem CNC, prin introducerea intermediară în circuit a unei NCP. Mașinile-unelte 3, 4 mai sînt echipate cu sistemul mai vechi NC și sînt alimentate de calculatorul de comandă cu informații prin legătură prin cablu, în sistemul de funcționare on-line. La toate mașinile-unelte sînt instalate monitoare, cu ajutorul cărora cel ce le deservește poate cere anumite programe sau poate executa alte funcțiuni de deservire. Sistemul NCP nu comandă nici o mașină-unealtă, ci un sistem de transport al pieselor T, care alimentează în mod automat cu piese cîteva din mașinile-unelte.

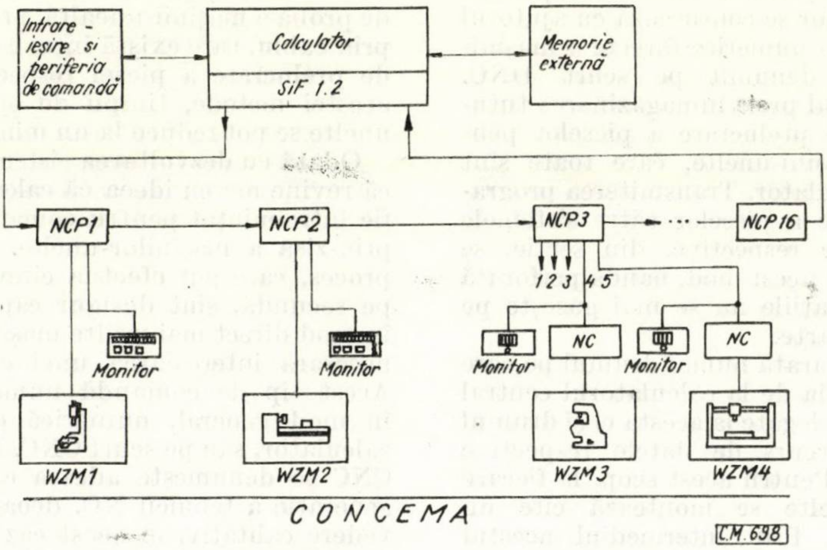


Fig. 2. Structura sistemului CONCEMA.

Din figura 2 se poate vedea că avem de-a face cu un sistem de comandă care este foarte flexibil și deci poate fi adaptat la sarcini deosebit de variate.

Calculatorului nu i se impun cerințe speciale cu privire la schema de legare a elementelor din proces. Sistemul este astfel construit încît la o conexiune pentru proces se pot lega și comanda pînă la 16 NCP.

Elementele NCP sînt împărțite intern în grupe constructive, cu ajutorul cărora se pot rezolva cele mai diferite probleme de adaptare.

Sistemul de comandă CONCEMA a fost încercat pe mai multe exemple și situații de întrebuințare.

În prezent există în R.D.G. schemele de programare pentru calculatoarele: KRS 4100 (producție R.D.G.), KRS 4200 (producție R.D.G.), PRS 4000 (producție R.D.G.) și ODRA 1204 (calculator produs în R.P.P.).

Calculatorul KRS 4100 are o lungime de cuvînt de 12 biți și capacități de înmagazinare, de lucru, de 4 k pînă la 16 k. Acest calculator este asemănător calculatorului PDP—8, produs de firma Digital Equipment.

Calculatorul KRS 4200 are o lungime de cuvînt de 16 biți și este cel mai mic reprezentant al sistemului de calculatoare PRS 4000, care sînt produse de asemenea în R.D.G.

Capacitatea de înmagazinare de lucru poate varia între 4 k și 32 k.

Calculatorul ODRA 1204 din R.P.P. este cunoscut în mod general și nu necesită alte explicații.

În funcție de cazul în care este întrebuințat, tipul și mărimea calculatorului vor fi diferite, cu alte cuvinte se vor întrebuința calculatoare mici de comandă (tipurile KRS) sau instalații mai mari (PRS 4000).

Alegerea calculatorului depinde de unul din criteriile de alegere enumerate: sistem DNC sau CNC; lungimea programului pentru programele pieselor ce urmează a fi prelucrate; numărul mașinilor-unelte care trebuie să fie legate la sistem; efectul de automatizare dorit; limita cheltuielilor pentru investiția ce se intenționează a se pune în aplicare; condițiile de exploatare etc.

Unitatea centrală de calculator va fi echipată cu diferite aparate periferice care, corespunzător fiecărei trepte de echipare, vor fi: dispozitive de citit benzi perforate; mașini de scris pentru deservire; dispozitive de perforat benzi; imprimatoare de date; dispozitive externe de memorizare (tambur, placă, bandă); aparate cu tuburi cinescop.

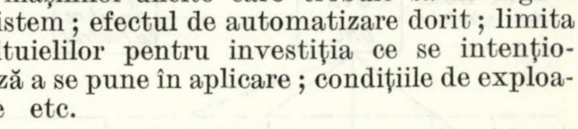


Fig. 3. KRS 4100.

Toate aparatele enumerate mai sus sînt aparate standardizate care, în caz de necesitate, pot fi extinse şi completate. Pentru a putea lega calculatorul cu maşinile-unelte a fost dezvoltată o periferie de proces specific numerică (NCP).

Cu ajutorul dispozitivelor de citit benzi perforate se citesc în calculator programele de comandă şi programele de prelucrare propriu-zise pentru piesele care urmează a fi prelucrate pe maşinile-unelte. Programul de comandă se citeşte o singură dată şi se înmagazinează în calculator. Prin această operaţie se face o preprogramare a calculatorului, pentru a putea comanda un anumit tip definit de maşină-unealtă. În acest mod dispozitivul de citit benzi perforate poate fi întrebuinţat pentru toate maşinile-unelte. Programele de prelucrare a pieselor sînt introduse de asemenea în memoria calculatorului. Datorită acestui mod de lucru rezultă următoarele efecte pozitive : eventualele greşeli de citire nu apar direct în programul de prelucrare, lucru care ar putea conduce la oprirea maşinilor ; programele pot fi corectate cu repeziciune în memoria calculatorului ; căutarea programului sau a frazei se poate efectua în ambele direcţii şi se poate executa instantaneu ; punerea la dispoziţie a programului se face instantaneu.

Dispozitivul de perforat benzi se poate lega de unitatea centrală a calculatorului şi reprezintă o treaptă următoare de dezvoltare a instalaţiei. Cu ajutorul lui se obţine ca programele de prelucrare care au fost verificate şi corectate să poată fi din nou înregistrate şi apoi arhivate. În cazul calculatoarelor mari, dispozitivul de perforat benzi serveşte, în afară de operaţiile enumerate anterior, şi ca un element necesar funcţionării normale a instalaţiei de calculator.

Cu ajutorul maşinii de scris de deservire se pot introduce corecturi în calculator, corecturi care nu pot fi efectuate de cel ce deserveşte maşina-unealtă sau care nu trebuie să fie făcute de acesta.

Maşina de scris serveşte de asemenea pentru a coresponda cu calculatorul, adică să i se pună problemele respective şi să se poată obţine în formă scrisă răspunsurile. În cazul sistemelor de comandă numerică care sînt simple (de ex. comanda unor maşini individuale) se poate renunţa la această maşină de scris.

Un alt aparat periferic care poate fi conectat este un sistem de imprimare (pe rînduri sau o a doua maşină de scris). Cu ajutorul său pot fi imprimate : timpul de lucru al sculelor ; timpul de prelucrare al pieselor respective ; timpul de oprire al maşinii, subîmpărţit pe fiecare din motivele care au condus la aceste opriri ; numărarea bucăţilor de piese prelucrate ; liste de cheltuieli şi costuri ; condiţiile de lucru ; tipărirea programelor.

Este evident că aceste ,,raportări asupra procesului'' înseamnă o calitate nouă în tehnica prelucrării pieselor. Asupra căror factori se va efectua înregistrarea respectivă trebuie să decidem în momentul întocmirii programului pentru fiecare caz de prelucrare în parte.

Este posibil ca, prin conectarea unor unităţi externe de memorie, să mărim considerabil capacitatea de memorizare a unei instalaţii de calculator. Ne putem deci imagina că este util să creăm o memorie centrală pentru programul tuturor pieselor ce urmează a fi prelucrate sau cel puţin pentru producţia totală, pentru un interval de timp dat. Găsirea şi alegerea unui program anumit de prelucrare şi transmiterea lui la un NCM se pot realiza în acest mod cu destulă uşurinţă şi viteză. Cu ajutorul unor memorii exterioare se măreşte posibilitatea ca, prin intermediul aceluiaşi calculator, să se facă pe lîngă comanda maşinilor-unelte şi alte calcule (exploatare dublă).

Ca memorii externe, în funcţie de tipul calculatorului întrebuinţat, putem să ne gîndim la următoarele tipuri :

— cu tambur ;

— cu plăci magnetice cu diferite variante (în ce priveşte capacitatea şi viteza) ;

— cu bandă.

Dacă se amplasează aparate cu tuburi cinescop direct pe maşinile-unelte, atunci persoana de deservire de la maşină este întotdeauna informată asupra desfăşurării programului la NCM. În plus, se pot arăta sau indica, cu ajutorul ecranului, diferite instrucţiuni care nu se pot transmite în mod automat. În cazul corecturilor efectuate asupra programului, ecranul serveşte pentru confirmare că calculatorul ,,a înţeles'' modificarea cerută. Ca o treaptă ulterioară de dezvoltare, putem indica montarea unei tastaturi de intrare, care poate fi întrebuinţată după necesitate la mai multe maşini sub formă de aparat combinat pentru intrare sau ieşire. Aplicarea în practică a acestor aparate va fi posibilă totuşi numai peste un anumit timp cînd vor deveni rentabile şi economic justificate din punct de vedere al operaţiilor pe care le realizează.

Pe toată durata dezvoltării procedeului de comandă CONCEMA s-a rezolvat cu deosebită grijă şi atenţie problema unei periferii de proces, cu totul specială.

Această periferie de proces, specific numerică (NCP), este elementul de legătură între calculatorul central de comandă şi maşina-unealtă.

Elementul NCP se leagă de calculator prin intermediul unui cablu. Lungimea maximă a acestui cablu poate atinge 1000 m. Sistemul CONCEMA este astfel conceput, încît 16 NCP pot fi legate la un tronson comun de cablu.

NCP are o interfaţă standardizată, cu transmitere de semnal modificată pentru a se adapta unei maşini-unelte. NCP este amplasat într-o carcasă metalică, separată, închisă pe toate laturile. În acest mod, cîmpurile perturbatoare exterioare nu pot influenţa din afară partea electronică a unui NCP. Datorită mărimii şi construcţiei sale, un element NCP poate fi montat direct în dulapurile de comandă sau în afara acestora. Pe carcasa elementului NCP se află o serie de legături cu prize, cu ajutorul cărora se realizează legătura : spre şi de la calculator ; către unitatea de alimentare cu înaltă tensiune şi către elementul de adaptare ; către aparatul de deservire numeric (monitor) ; către sistemele de măsură de pe maşina-unealtă ; către elementele de comandă NC care se conectează eventual în cazul unei funcţionări on-line (funcţionare DNC).

Partea electronică a unui element NCP este realizată cu ajutorul unor circuite integrate, în aşa fel încît se obţine o mare siguranţă în funcţionare. S-au prevăzut de asemenea stabilizatoare de tensiune interne, astfel încît alimentarea se poate face şi cu tensiuni nestabilizate.

Din punct de vedere funcţional, elementul NCP este împărţit în diferite grupe constructive. Se compune dintr-un echipament de bază şi mai multe grupe funcţionale pentru a se realiza un anumit conţinut de funcţionalitate, bine determinat.

Echipamentul de bază se compune din 5 plăcuţe cu circuite imprimate, echipate cu circuite integrate. Aceste 5 plăcuţe vor fi regăsite în orice schemă. Ele îndeplinesc funcţiile de : centrală de comandă ; adaptare la cablu ; grupă funcţională pentru comunicaţie cu calculatorul (sistemul întrerupt) ; posibilitate de adaptare a unui aparat de deservire, aşa-numitul monitor (MON) ; stabilizator pentru tensiunea logică.

Aceste plăci, cu funcţiuni fixe, realizează o serie de funcţiuni ca de exemplu : comanda de poziţionare, comanda căii, emiterea comenzilor, reavizarea comenzilor, adaptarea la dispozitive de reglaj adaptive, posibilitatea de conectare a altor comenzi numerice normale, ieşiri analoage etc.

Legarea aşa-numitului monitor la NCP se poate face prin intermediul unui cablu. Lungimea maximă a acestei legături prin cablu poate fi de maximum 20 m, astfel încît monitorul să poată fi amplasat într-un loc care este convenabil pentru persoana de deservire.

Monitorul a fost construit în două forme diferite. Una dintre execuţii este gîndită pentru maşini-unelte de comandă CNC, adică maşini-unelte care nu dispun de o comandă numerică separată.

Din figura 5 se poate observa că pe diafragma de deservire se găsesc grupe de comandă pentru introducerea diferitelor valori, ca şi o unitate de indicare şi cîteva butoane.

Cu ajutorul acestui monitor CNC se pot realiza următoarele operaţii : cererea de programe pentru prelucrarea pieselor ; punerea programului de prelucrare a piesei într-o formă dorită de frază (căutarea propoziţiei) ; introducerea în frază, adică modificări ale programului ; introducerea manuală a unor valori fixe, dimensiuni de piese, şi alte operaţii asemănătoare.

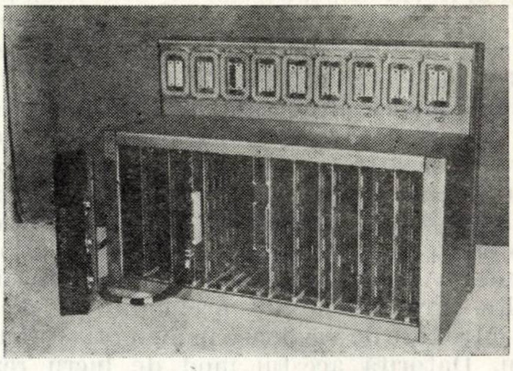


Fig. 4. NCP deschis.

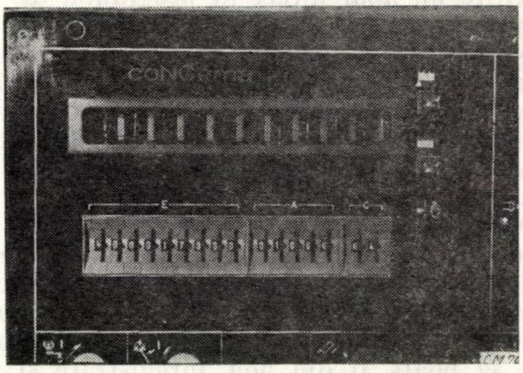


Fig. 5. CNC monitorul.

Pe unitatea de indicare se pot afişa : numerele din program sau din propoziţie ; reafişarea unor valori fixe, dimensiuni ale sculelor ; reafişarea unor părţi din conţinutul poziţiei (valori de referinţă) ; indicarea valorilor reale şi devieri.

Un mod deosebit de indicare şi care trebuie remarcat este indicarea referitoare la localizarea defectelor. Dacă sistemul de comandă descoperă un defect sau o defecţiune, atunci se face indicarea defectului. Odată cu indicarea defectului se indică şi o cifră, care se compară cu o listă de verificare şi care dă posibilitatea localizării defectului adevărat.

Corespunzător proprietăţilor sistemelor CNC, se pot executa şi alte diferite programe cu ajutorul monitorului, după cum o cere sau o doreşte cel ce deserveşte maşina-unealtă.

Monitorul pentru maşinile DNC este în mod corespunzător mai simplu. Pe lîngă un comutator de decade pentru alegerea numerelor de program şi de propoziţie, mai sînt prevăzute cîteva clape pentru reafişări de proces către calculatorul central. Comutatorul pentru introducerea valorilor fixe şi a dimensiunilor sculelor şi altele poate lipsi, deoarece aceste introduceri de valori se realizează pe elementele NC existente.

În afară de posibilităţile de corespondare, care sînt date persoanei de deservire a maşinii de către unitatea de monitor, persoana care face programarea sau tehnologul pot să mai intervină în mersul producţiei prin intermediul maşinii de scris a calculatorului.

Pentru cazurile generale de întrebuinţare a sistemului de comandă CONCEMA, se recomandă întrebuinţarea acestei maşini de scris de deservire, care este legată direct cu calculatorul de comandă. Această maşină de scris permite o deservire rapidă şi sinoptică, cu alte cuvinte supravegherea modului de lucru al sistemului de comandă, dintr-un punct central. După începerea generală a lucrului, care se face de la tabloul de comandă al calculatorului, se trece apoi întreaga operaţie de comandă asupra maşinii de scris. Prin scrierea unor aşa-numite comenzi, se activează în calculator anumite părţi bine determinate din program şi se execută funcţiunile corespunzătoare. Aceste comenzi se referă în special la tratarea şi manipularea datelor care se referă la comandă, cu alte cuvinte citirea, respectiv corectarea, programelor NC.

Se pot însă efectua cererea şi înscrierea unor date referitoare de exemplu la starea de funcţionare a maşinilor-unelte legate la calculator, ca de exemplu durata de funcţionare a sculelor, numărul de piese realizate pe fiecare maşină etc. În legătură cu această idee trebuie să remarcăm în special aşa-numita corectură de program sau program de corecţie. Programul de corecţie permite modificarea unor programe NC existente şi transmiterea sau scoaterea lor pe o bandă perforată într-un cod pe care îl dorim (ISO—EIA sau alte coduri). Se pot modifica, corecta, adăuga sau şterge diferite propoziţii. Trebuie să accentuăm că corectarea programelor NC se poate face prin intermediul maşinii de scris, în timp ce maşinile-unelte din ateliere lucrează în continuare fără vreo întrerupere. Datorită particularităţii că se pot adăuga şi propoziţii, devine în principiu posibil ca prin intermediul maşinii de scris a calculatorului să se scrie din nou programe întregi de prelucrare a unor piese.

În cazul apariţiei unor defecţiuni sau unor greşeli în sistem se transmit semnale prin intermediul maşinii de scris. Aceste informaţii asupra defecţiunilor se referă atît la greşeli în funcţionarea aparaturii cît şi la greşeli de deservire a maşinilor, şi deci se pot lua toate măsurile necesare şi corespunzătoare. În continuare, întrebuinţarea maşinii de scris este necesară şi în cazul în care calculatorul se întrebuinţează şi pentru alte operaţii.

◆

CZ 669.14.018.44 :621.9

Comportarea la schimbarea formei oţelurilor la solicitări de fluaj la vibraţii continue*)

Dr. ing. H. TAUSCHER (*Dresda*), ing. H. FLEISCHER (*Pirna*)

La dimensionarea pieselor constructive solicitate prin vibraţii, constructorul apelează la calculul de rezistenţă adeseori la valori de rezistenţă la fluaj, la durată, care au fost determinate la epruvete prin încercări corespunzătoare Wöhler cu TGL 0—50100. Pentru a putea transmite aceste rezultate privitoare la piesa constructivă, consideră diferitele influenţe, de exemplu influenţa crestăturilor, influenţa mărimii între altele, prin factori de valorificare. În cazurile cele mai rare, imaginea solicitărilor corespunde în condiţii de exploatare cu cazurile speciale de solicitări alternative de rezistenţă. În marea majoritate a cazurilor acţionează pe părţile constructive forţe sau momente în repaus cărora le sînt suprapuse o solicitare de vibraţie. Diagrama rezistenţei la fluaj la durată serveşte la reprezentarea grafică a dependenţelor dintre tensiunea medie şi abaterea tensiunii.

Se folosesc mai multe feluri de diagrame de rezistenţă la fluaj de durată. În construcţiile metalice din oţel şi în tehnica sudării s-a încetăţenit diagrama rezistenţei la fluaj de durată după Moore-Kommers-Jasper, în construcţia instalaţiilor de centrale de putere se foloseşte de preferinţă diagrama după Haigh, iar în construcţia de maşini se foloseşte în majoritatea cazurilor diagrama rezistenţei la fluaj la durată după Smith (diagrama buclelor), care reprezintă în mod deosebit de reprezentativ dependenţele dintre mărimile care influenţează rezistenţa la fluaj la durată, spre exemplu tensiunea medie, abaterea tensiunii, tensiunea superioară şi tensiunea inferioară.

1. Variaţia normală a curbelor limită în diagrama rezistenţei la fluaj la durată după Smith

În diagrama lui Smith se trasează, într-o axă de coordonate perpendiculare, pe abscisă, tensiunile medii şi pe ordonată tensiunile superioare şi tensiunile inferioare corespunzătoare. Legătura dintre valorile tensiunilor superioare şi valorile tensiunilor inferioare o redă curba limită pentru tensiunea superioară şi tensiunea inferioară. Curba superioară de limitare, văzută din partea din dreapta a ordonatei, reprezintă tensiunea superioară, iar curba limită inferioară, tensiunea inferioară. Pe partea din stînga a ordonatei, deci în domeniul rezistenţei schimbătoare şi în domeniul umflării prin presiune, curba inferioară de limită inferioară este tensiunea superioară şi curba limită superioară este tensiunea inferioară. Rezistenţa pură alternativă se află în punctul zero al încrucişării axelor pe ordonată. Rezistenţa de umflare se poate citi în locurile din diagramă la care se întretaie curba limită a tensiunii inferioare cu abscisa.

---

* Comunicare a Institutului pentru construcţii uşoare şi pentru folosirea materialelor — Dresda (din „Maschinenbau technik”, nr. 11, 1971, p. 529—531).

Diagrama lui Smith este întretăiată la partea superioară de limita de dilatare 0,2 sau de limita de alungire, deoarece peste aceste încercări la fluaj de durată ele se pot considera neinteresante pentru practică din cauza schimbărilor de formă, care sînt inadmisibile pentru majoritatea pieselor constructive. Pe baza faptului că ordonata şi abscisa sînt împărţite pe scară în părţi egale, se poate citi pe abscisă tensiunea medie pe axa mijlocie trasată sub 45°. Axa mijlocie înjumătăţeşte totodată întreaga lăţime de vibraţie. În figura 1 este desenată schematic o asemenea diagramă de rezistenţă la fluaj de durată (s-a renunţat la reprezentarea de pe partea din stînga a imaginii).

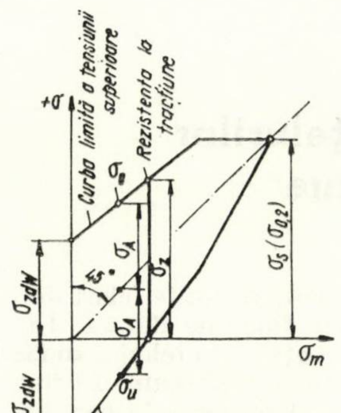


Fig. 1. Diagrama rezistenţei la durată după Smith (schematic).

2. Abaterile din variaţia liniilor de limită în diagrama rezistenţei la fluaj de durată după Smith

Pentru scoaterea în evidenţă a anomaliilor s-a redat diagrama lui Smith pentru oţelul X 22 CrMoV 12. 1 (fig. 2). Pentru temperaturile de verificare de 500° şi 550°, abaterile sînt importante. Între $\sigma_m = \sigma B/_{300}$ există un domeniu în care o paralelă la ordonată întretaie de două ori curbele de tensiune limită. Deci unei tensiuni limite îi corespund două abateri de tensiune de diferite mărimi, la care epruveta se rupe după aceeaşi durată de solicitare, respectiv care prezintă aceeaşi valoare de dilatare.

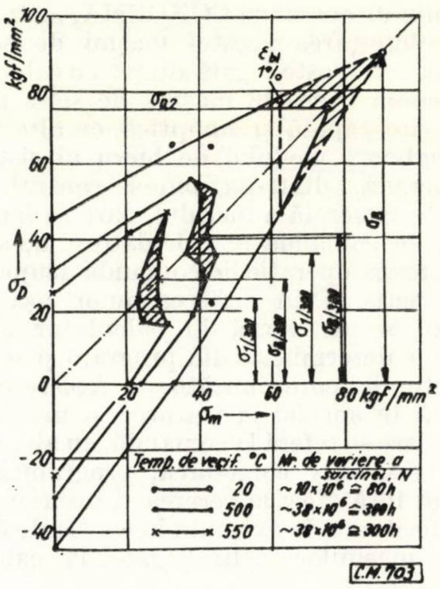


Fig. 2. Diagrama rezistenţei la fluaj de durată pentru epruvete netede din oţel refractar X 22 CrMoV 12.1, în funcţie de temperatura de verificare.

Din figura 2 se poate recunoaşte că o gîtuire a curbelor de tensiune limită la limita de fluaj, respectiv la rezistenţa la fluaj, la 500°C, este legată de o micşorare a tensiunii superioare şi, de asemenea, tensiunea medie este legată de creşterea tensiunii inferioare.

Thum şi Buchmann [3] apreciază procesul de curgere dinamică la temperaturi mai ridicate în modul următor: „Pentru schimbarea progresivă a formei, curgerea este decisivă mai ales la tensiunea medie, pe cînd tensiunea maximă σ_0 nu are vreo influenţă în anumite limite''. Rezultatele încercărilor dovedesc însă că această presupunere nu corespunde. Nu numai tensiunea medie dar şi tensiunea inferioară poate fi un factor important de influenţă pentru procesul schimbării progresive a formei. Dacă tensiunea inferioară depăşeşte o anumită valoare de umflare dependentă de oţel şi de temperatură, atunci se produce o curgere puternică. Probabil că această valoare de umflare a tensiunii inferioare este caracterizată prin faptul că ea depăşeşte cu o anumită valoare tensiunea de desfacere a decalărilor de la sursele de decalare şi astfel se produce o stare permanentă a formării, desfacerii şi deplasării decalării [1].

La încercarea la vibraţii de durată la temperatura încăperii au rezultat pentru oţelul X

22 CrMoV 12 ·1, pentru raportul de tensiuni $\sigma_0/\sigma_m = 1/4$, pentru rezistenţa la fluaj de durată, adică pentru epruvetele străbătute de $10 \cdot 10^6$ variaţii de sarcină, o dilatare remanentă medie de aproximativ 1%. În figura 2 este introdusă lăţimea corespunzătoare de vibraţie cu o curbă desenată punctat cu indicaţia ε_{rem}. Se poate recunoaşte că tensiunea superioară a rezistenţei la fluaj se află numai cu puţin peste limita de dilatare de 0,2, însă a dus la o dilatare remanentă de cinci ori mai mare. Aceste fenomene puternice de alunecare sînt produse de procese interioare de mecanica structurii, care principial trebuie să se deosebească de procesele la o solicitare de o singură dată continuă în domeniul plastic.

3. *Cercetarea comportării la schimbarea formei oţelurilor 24 CrMoV 5,5 şi St 38 b–2 la temperatura încăperii*

Cercetările făcute cu oţelurile rezistente la cald, în domeniul unor tensiuni medii-înalte, adică la tensiuni premergătoare ridicate, nu prezintă numai dilatări remanente foarte mari la temperaturi ridicate; ele au dovedit valorile importante de plastificare chiar şi la încercări făcute la temperatura încăperii. În acest caz este vorba de mecanisme de curgere dependente de structură, care sînt influenţate de dezvoltarea structurii şi, astfel, de compoziţia chimică. Temperaturile de la care încep anomaliile, după figura 2, trebuie deci să fie considerate drept relative şi ele depind probabil de proprietăţile generale şi de stările diferitelor mărci de oţeluri. Pentru a se dovedi acest fapt s-au făcut cercetări la un oţel slab aliat rezistent la căldură 24 CrMoV 5,5 şi la oţelul pentru construcţii, în general nealiat, St 38 b–2. Compoziţia oţelurilor este dată în tabela 1 şi cercetate proprietăţile de rezistenţă la fluaj în tabela 2.

Tabela 1

Denumirea oţelurilor	C%	Si%	Mn%	Cr%	Mo%	V%
24 CrMoV 5.5	0,22	0,21	0,40	1,25	0,62	0,13
St 38b – 2	0,19	0,25	0,40	—	—	—

Tabela 2

Denumirea oţelurilor	Limita de intindere σ_S kgf/mm²	0,2 Limita de dilatare $\sigma_{0,2}$ kgf/mm²	Rezistenţa la tracţiune σB kgf/mm²	Dilatarea de rupere ∂_5 %	Gituirea de rupere ψ %
24 CrMoV 5.5 (ameliorat)	—	76,0	79,0	21,0	72,0
St 38 b – 2 (recopt normal)	28,0	—	43,0	37,0	65,0

Cercetările s-au făcut în condiţiile de tensiuni $\sigma_a/\sigma_m = \infty$; 1, 1/2 şi 1/4 pînă la numărul limită de variere a sarcinii limite aproximativ 10. S-a folosit o maşină de verificare la vibraţii cu compresiune şi tracţiune, cu o dispoziţie orizontală a epruvetelor şi o frecvenţă de verificare de aproximativ 2100 de variaţii de sarcină pe minut. Pentru a cuprinde schimbările de formă care s-au produs la epruvete în timpul duratei de încercare s-au aplicat imprimări Vickers în cuprinsul lungimii de măsurare a epruvetei, la distanţe de 30 mm ($l_0 = 5$ d). Măsurarea alungirii epruvetelor s-a făcut după demontarea epruvetelor. Pentru încercări s-au folosit epruvete de forma celor reprezentate în figura 3.

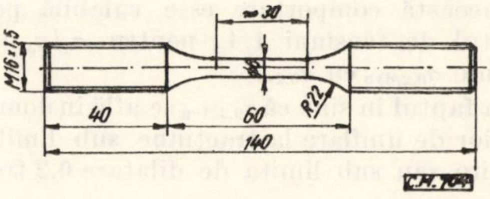


Fig. 3. Forma şi dimensiunea epruvetelor pentru încercările la vibraţii de durată.

Valorile de rezistenţă la fluaj, determinate în funcţie de raportul de tensiuni σ_a/σ_m la încercările Wöhler, sînt reprezentate sub forma unor diagrame de rezistenţă la fluaj după Smith (fig. 4 şi 5). Pînă la rezistenţa la umflare, la care raportul $\sigma_a/\sigma_m = 1$, nu intervin deformări remanente. Însă pentru rapoarte de tensiune $\sigma_a/\sigma_m = 1/2$ şi 1/4 s-au putut măsura dilatări remanente importante. De aceea s-au şi determinat, pentru aceste rapoarte de tensiuni, abaterile de tensiuni la care s-a determinat la epruvete o dilatare remanentă de 0,2% (în fig. 4 şi 5) însemnată cu $\sigma_{0,2/\text{dyn}}$. Aceste tensiuni

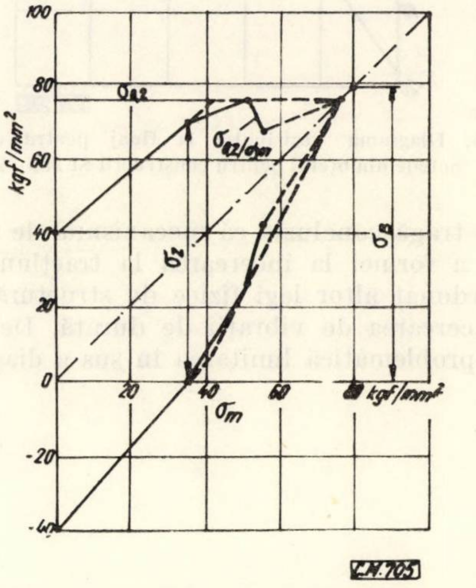


Fig. 4. Diagrama rezistenţei la fluaj pentru epruvete netede din oţelul 24 CrMoV 5.5

limită sînt redate în figurile 4 şi 5 cu linia trasată gros ca linia limită. Prin linii întrerupte este indicată variaţia care rezultă din construcţia diagramei rezistenţei la fluaj cu limita de întindere σ_S, respectiv cu limita de dilatare $\sigma_{0,2}$. Diagramele rezultate din încercările Wöhler se abat cu mult de la forma clasică a diagramei construite. Pentru condiţiile rapoartelor de tensiuni $\sigma_a/\sigma_m = 1/2$ şi $1/4$ nu mai creşte la oţelul St 38 b—2 tensiunea superioară odată cu tensiunea medie, iar curba tensiunii limită pentru tensiunea superioară variază sub dreptele pentru σ_S, cînd se folosesc ca rezistenţă la durată abaterile de tensiune pentru dilatarea remanentă de 0,2 %. Pentru oţelul 24 CrMoV 5,5, această comportare este valabilă pentru raportul de tensiuni 1/4; pentru $\sigma_a/\sigma_m = 1/2$ coincide $\sigma_{0.2/\mathrm{dyn}}$ cu $\sigma_{0.2}$.

Din faptul în sine că $\sigma_{0.2/\mathrm{dyn}}$ se află în domeniul superior de umflare la tracţiune sub limita de alungire sau sub limita de dilatare 0,2 trebuie

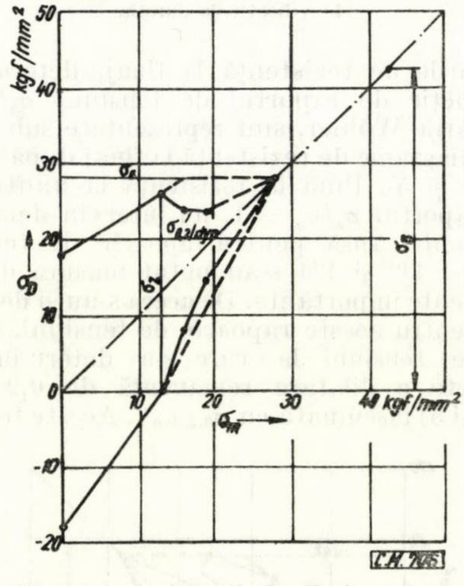


Fig. 5. Diagrama rezistenţei la fluaj pentru epruvete netede din oţelul pentru construcţii St 38b—2.

să se tragă concluzia că mecanismul de schimbare a formei la încercarea la tracţiune este subordonat altor legi fizice de structură decît la încercarea de vibraţii de durată. De aceea este problematică limitarea în sus a diagramelor de rezistenţă la fluaj cu limita de alungire, respectiv cu limita de dilatare 0,2, a încercării statice la tracţiune. Încercările de fluaj la vibraţii la oţelurile 24 CrMoV 5,5 şi St 38 b—2 dovedesc că diagramele de rezistenţă la fluaj în domeniul superior de umflare la tracţiune nu pot face faţă abaterilor reale suportabile de tensiune. Pentru o construcţie economică de piese constructive a căror solicitare se află în domeniul superior de umflare la tracţiune trebuie să fie cunoscute valorile caracteristice pentru limita de dilatare la umflare la tracţiune, la care depinde de funcţiunea pieselor ce valori ale dilatării remanente trebuie să fie alese pentru limita dinamică de dilatare.

4. *Concluzii*

Încercările de vibraţii de fluaj de durată la oţelurile 24 CrMoV 5,5 şi St 38 b—2 la temperatura încăperii dovedesc că, în domeniul condiţiilor de tensiune $1 \geqslant \sigma_a/\sigma_m \geqslant 0$, se produc schimbări mari de formă la epruvete, după un număr de alternări de sarcini de $10 \cdot 10^6$. Dacă se alege pentru aceste cazuri de solicitări, ca rezistenţă la fluaj, tensiunea la care se măsoară o dilatare remanentă de 0,2 %, atunci la reprezentarea diagramei de rezistenţă la fluaj rezultă, după Smith, abateri importante în domeniul superior de umflare la tracţiune a liniilor de tensiune limitată cu o variaţie obişnuită. Limita de dilatare de 0,2 din încercări dinamice se află în parte cu mult sub limita de dilatare de 0,2 sau sub limita de alungire care se găseşte la încercarea la tracţiune. Pentru construcţiile uşoare şi pentru folosirea economică a oţelurilor este necesară, pentru dimensionarea pieselor constructive a căror solicitare se află în domeniul superior de umflare la tracţiune, cunoaşterea limitei de dilatare la fluaj la vibraţii de durată. Depinde de funcţiunea pieselor constructive, ce valori ale dilatării remanente trebuie să se aleagă pentru limita dinamică de dilatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tauscher, H., Fleischer, H.*: Dauerschwingversuche an warmfesten Stahlen bei erhöhten Temperaturen. Materialprüfung 8 (1966) 12, S. 458—464.

[2] *Tauscher, H., Fleischer, H.*: Dauerschwingfestigkeit des warmfesten Stahles X 10 NiCrWTi 36.15 bei erhöhter Temperatur. Maschinenbautechnik 18 (1969) 9, S. 474—480.

[3] *Thum, A, Buchmann, W.*: Dauerfestigkeit und Konstruktion. Berlin, VDI — Verlag 1932.

◆

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI

Rezultatul testării performanţelor tehnice, la noua clasă de autovehicule TV—12, destinate transportului mărfurilor de mic tonaj

În luna septembrie 1973 a început fabricaţia de serie, la întreprinderea ,,Autobuzul'' din Bucureşti, a noilor tipuri de autovehicule utilitare destinate transportului mărfurilor de mic tonaj.

Noua clasă de autovehicule simbolizate TV—12 are ca produse de bază furgoneta TV—12F, autocamioneta TV—12C, microbuzul TV—12M şi autosanitara TV—12S, iar ca derivate din produsele de bază pot fi executate un număr de 30 variante constructive.

Autoutilitarele TV—12 se pot fabrica atît cu simplă tracţiune, cît şi cu dublă tracţiune.

Fig. 1

Înainte de începerea fabricaţiei de serie, prototipuri de autovehicule din noua clasă au fost supuse probelor de omologare, de verificare a performanţelor tehnice şi funcţionale în conformitate cu prescripţiile normei interne, standardelor în vigoare şi cerinţelor legislaţiei circulaţiei rutiere.

În cele ce urmează, se arată rezultatele obţinute în urma testării prototipurilor de autovehicule TV—12, în cadrul probelor de omologare, şi compararea acestor rezultate cu normele în vigoare.

Măsurările s-au făcut atît la maşinile prototip, cît şi la cele realizate în condiţiile fabricaţiei de serie. Rezultatele obţinute sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Dimensiuni	TV12F.	TV12C.	TV12S.	TV12M
lungimea de gabarit	4700	4880	4700	4700
lăţimea de gabarit	1930	2000	1930	1930
înălţimea gabarit	2085	2085	2085	2085
înălţimea de încărc. legal	690	940	690	690
garda la sol sub puntea spate	230	230	230	230
unghiul de atac/de degajare	24°/22°	24°/30°	24°/22°	24°/22°
ecartamentul roţilor				
— faţă	1445	1445	1445	1445
— spate	1445	1445	1445	1445
ampatamentul — mm	2450	2450	2450	2450
dimensiunile spaţiului util :				
— lungime mm	2910	3000	2910	2910
— lăţime mm	1730	2000	1730	1730
— înălţime mm	1330	—	1330	1330

Valorile obţinute în urma măsurărilor se încadrează în prevederile normelor interne de fabricaţie.

Masa proprie şi masa totală sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

	TV12F	TV12C	TV12M	TV12S
— masa proprie în ordine de mers neîncărcată	1760	1700	2000	2100
— masa totală	3150	3100	2900	2750
din care pe axa faţă	1500	1500	1400	1300
pe axa spate	1650	1600	1500	1450

Sarcina utilă — număr de locuri călători sînt date în tabela 3.

Tabela 3

	TV12F	TV12C	TV12S	TV12M
— masă utilă	1320	1320	550	840
— număr de locuri pe scaune	1+1	1+1	1+1	11+2
— suprafaţă de încărcare	4,25 mp	6,0 mp	—	—
— volumul spaţiului de încărcare a mărfurilor	6,5 mc	—	—	—
— coeficient de tară masă proprie/masă utilă	1,34	1,29	—	—

Capacitatea de umplere cu :

— ulei în motor	5 l + 0,2
— cutia de viteze	2,4 l + 0,1
— carter punte spate	1,7 l + 0,1
— caseta de direcţie	0,8 l + 0,05
— lichid de răcire în instalaţia de răcire-încălzire	15,0 l + 0,5
— lichid în instalaţia de frînă de ambreiaj	0,8 l + 0,05
inclusiv în rezervor	0,5 l + 0,05
— benzină în rezervor	90 litri + 3

— Eficacitatea frînei de serviciu

a/ Spaţiul de frînare de la viteze de 70 km/oră şi cu o forţă de 70 kg la pedala de frînă, la încercarea de tip 0 adică cu frînele reci este de maximum 53,1 mm.

b/ Eficienţa frînei de serviciu la frînarea repetată nu scade sub 80 % din eficienţa prescrisă pentru încercarea de tip 0 şi sub 60 % din eficienţa determinată la încercările de tip 0.

c/ Încercările realizate cu autovehicule TV—12 au înregistrat o deceleraţie de 4,3 m/sec^2 de la 70 km/h cu forţă de 60 kg la pedala de frînă, cu o încadrare deci în maxim 40 m spaţiu de frînare.

— Frîna combinată de parcare şi de siguranţă împiedică învîrtirea roţilor maşinii pe panta minimă de 16 % cu o forţă la manetă de maxim 60 kg. Ca frînă de siguranţă asigură oprirea maşinii de la viteza de 70 km/h într-un spaţiu de frînare de 95,7 m cu o forţă la manetă de 60 kg.

— Nivelul zgomotului. Nivelul sonor exterior este sub 85 dB faţă de 85 dB cît prescriu normele internaţionale. Nivelul zgomotelor în interiorul autovehiculului (cabina şofer) este de 85 dB (normele prescriu 85 dB).

— Antideparazitarea maşinii. Emisia de unde electromagnetice parazitare nu depăşeşte limita admisă pentru paraziţii radiofonici (măsurări făcute conform normelor în vigoare).

— Conţinutul de gaze toxice în gazele de eşapament. În amestecul gazelor de eşapament se găseşte oxid de carbon maxim 4,0% faţă de 4,5% valoare limită absolută admisă de norme.

— Încălzirea spaţiului de conducere. Puterea încălzitorului (de 3000 kcal/oră) asigură la o temperatură ambiantă de −15°C menţinerea în cabină a unei temperaturi de +18°C, în mers cu o viteză de 80 km/oră. Încălzirea şi ventilaţia se pot regla continuu, asigurîndu-se chiar cu geamurile închise un schimb de minimum 45 m^3 aer/oră de persoană la orice viteză de deplasare a autovehiculului în exploatare.

— Performanţe dinamice — caracteristicile motorului:

a/ acceleraţie — demaraj : la măsurările făcute cu schimbarea vitezelor se ajunge de la 0 la 50 km/oră în 12 s ; de la 50 la 80 km/oră în 18,1 s ; de la 0 la 80 km/oră în 30,1 s ; fără schimbarea vitezelor: viteza I de la 8 la 16 km/h în 1,5 s ; viteza II de la 16 la 28 km/h în 2,7 s ; viteza III de la 28 la 46 km/h în 6,5 s ; viteza IV de la 46 la 70 km/h în 18 s.

b/ viteza maximă, cu maşina încărcată la sarcina nominală = = 100 km/oră ;

c/ consumul de combustibil de control, măsurat în condiţiile normelor în vigoare (cu 50% din sarcina nominală şi la 2/3 din viteza maximă) este de 16 litri la 100 km.

— Cerinţe ergonomice asupra postului de conducere. Măsurări s-au făcut asupra scaunelor, amplasarea comenzilor în funcţie de dimensiunile interioare ale caroseriei. Pentru măsurători s-a folosit figurina (manechinul) tridimensională realizată conform normelor internaţionale în vigoare.

Rezultatele obţinute se încadrează în norme în ce priveşte dimensiunile părţii de şedere a scaunului şofer, înclinaţia spătarului scaunului. Mai sînt de corectat la scaunul şoferului dimensiunile de reglabilitate pe orizontală care nu satisfac în totalitate normele. Şi amplasarea diferitelor comenzi satisface cerinţele normelor (distanţa maximă de la suprafaţa pedalelor ambreiaj şi frînă, de la marginile acestora şi pedala de acceleraţie, distanţa între aripa interioară a roţii stînga şi marginea opusă a pedalei ambreiajului etc.).

Poziţia coloanei volanului care este dezaxat faţă de axa scaunului şofer cu 38 mm şi a distanţei între maneta frînei de mînă şi schimbătorul de viteză mai trebuie corectate.

Cerinţele legislaţiei circulaţiei rutiere sînt respectate şi în ce priveşte vizibilitatea şoferului în faţa maşinii şi prin oglinzile retrovizoare.

Cîmpul şters de ştergătoarele de parbriz şi degivrarea parbrizului pe timp de iarnă se încadrează de asemeni în prescripţiile normelor în vigoare.

Performanţele noilor tipuri de autovehicule TV. 12 destinate transportului mărfurilor de mic tonaj vor satisface cerinţele cele mai exigente ale beneficiarilor atît pe piaţa internă cît şi la export.

Ing. *C. Deaconu*
Uzina „Autobuzul" – Bucureşti

Încărcător frontal pe pneuri cu direcţie prin derapare de 45 CP (prescurtat: DD45)

Încărcătorul DD45 este un utilaj destinat operaţiilor de încărcare, manipulare şi transport al agregatelor, materialelor în vrac, mărfurilor generale şi al coletelor sau al lăzilor a căror greutate nu depăşeşte 1000 kgf.

Direcţia prin derapare, precum şi dimensiunile de gabarit reduse îi conferă excepţionale calităţi de manevrabilitate. Avînd asemenea însuşiri, încărcătorului DD45 îi sînt accesibile spaţii extrem de strîmte. Pentru exemplificare : un spaţiu de 4 × 4 m îi este suficient încărcătorului să se rotească cu 360° (în jurul propriului centru de greutate) şi să efectueze toate operaţiile specifice destinaţiei sale (fig. 1).

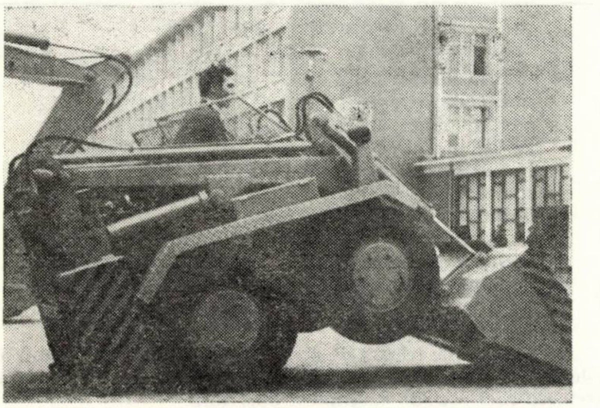


Fig. 1

Datorită acestor caracteristici particulare, încărcătorul DD45 acţionează cu mare eficienţă economică în următoarele domenii : mecanizarea operaţiilor de încărcare, manipulare şi transport în construcţii, în special în interiorul clădirilor industriale ; mecanizarea operaţiilor de încărcare, manipulare şi transport în agricultură şi zootehnie ; mecanizarea lucrărilor edilitare (lucrări stradale, spaţii verzi, lucrări de deszăpezire) ; mecanizarea operaţiilor portuare (lucrează în interiorul magaziilor, cargourilor, cu mare eficienţă, în special la manipularea minereurilor şi materialelor pulverulente).

Acest tip de încărcător este primul construit în ţară şi rezultatul unei concepţii originale, cu numeroase elemente de noutate, dezvoltat pe baza furniturilor indigene.

Utilajul este complet hidraulic (deplasarea şi echipamentu cupă), cu tracţiune integrală şi mobilitate ridicată (viteza de deplasare 16 km/h).

Încărcătorul DD45 este un încărcător de tip frontal cu acţionare hidrostatică. Pentru deplasare este prevăzut cu patru motoare hidraulice acţionate de o pompă dublă.

Prin alimentarea a două sau a celor patru motoare se realizează două viteze de deplasare. Direcţia este prin derapare, realizată prin acţionarea inversă a roţilor. Acţionarea echipamentului se face cu două pompe cu roţi dinţate şi este comandat pentru toate operaţiile de o singură manetă. Avînd în vedere că şi comanda de direcţie se face printr-o manetă (plasată în partea dreaptă) manipularea utilajului în timpul lucrului este foarte uşoară şi rapidă.

Şasiul este de construcţie sudată din tablă groasă şi cuprinde şi rezervoarele de ulei. Pentru preluarea denivelărilor puntea din faţă este oscilantă. În ceea ce priveşte originalitatea lucrării se poate spune că utilajul este realizat integral prin concepţie proprie de Institutul de cercetări şi proiectări pentru utilaje de construcţii — Brăila şi conţine numeroase elemente de noutate.

În momentul de faţă DD45 se produce în serie începînd din luna iunie 1973 la Intreprinderea de utilaj greu „PROGRESUL" — Brăila. Pentru calităţile deosebite pe care le întruneşte, încărcătorul DD45 — cu prilejul concursului din cadrul Expoziţiei „Produse şi tehnologii noi în construcţia de maşini — 1973" — a primit premiul al III-lea.

Emil Toma

Pompele VDF

Întrată de curînd în producţia de serie a Uzinei de pompe Bucureşti, familia de pompe verticale cu rotor în dublu flux VDF, cuprinde 4 tipodimensiuni, nominalizate după diametrul coloanei de refulare (în mm) astfel: VDF 200; VDF 300; VDF 400; VDF 500. Este o serie de pompe de o configuraţie aparte, cu carcasa compusă din 2 spirale simetrice în plan orizontal, pentru echilibrarea efortului hidraulic. Rotorul, cu dublu flux, funcţionează în regim de imersie, fiind antrenat printr-un arbore ghidat în interiorul traseului de refulare, care se compune din mai multe tronsoane modulate, oferind posibilitatea livrării pompei la lungimi ce variază între 2,5 şi 30 metri.

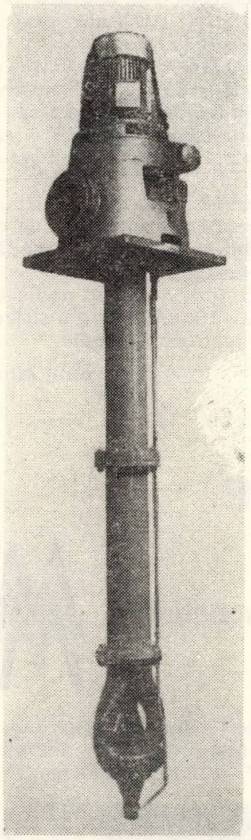


Fig. 1

Admisia dublă se face prin cele două capace de aspiraţie superior şi inferior, ce îndeplinesc în acelaşi timp şi funcţia de lagăre de ghidare a arborelui.

Refularea lichidului pompat se poate face sub planşeul pompei ca în fotografia alăturată, sau deasupra planşeului. Etanşarea traseului de refulare este realizată prin flanşele tronsoanelor intermediare cu ajutorul unor garnituri din clingherit.

Mişcarea se transmite rotorului printr-un arbore ghidat în trei cuzineţi montaţi în cele două corpuri de aspiraţie şi la racordarea carcasei cu coloana de refulare.

Ungerea cuzineţilor se realizează astfel: pentru cel din corpul de aspiraţie inferior printr-un sistem independent, exterior pompei, iar pentru ceilalţi prin tubulatura de protecţie a arborelui, plasat în interiorul coloanei de refulare.

Fiind concepute pentru a vehicula apa curată sau uşor încărcată cu suspensii neabrazive, la o temperatură sub 80°C, aceste pompe sînt realizate din fontă cenuşie sau în mod excepţional din bronz, pentru cazurile cînd se vehiculează apă de mare.

Pompa este destinată în principal utilizării în:

— irigaţii sau desecări;

— alimentarea cu apă a oraşelor;

— instalaţii de circulaţie şi răcire în circuitele sistemelor industriale;

— staţiile de pompare ale ecluzelor, canalelor navigabile, acumulări, baraje, batardouri, abataje.

Principalii parametri ai familiei VDF sînt:

debitul Q=145−1 620 m^3/h;

înălţimea nominală de pompare H_{nom}=20−90 m col. H_2O;

motor de antrenare 100−500 kW la 380 V;

turaţia nominală n=980−2 950 rot/min;

greutatea pompei G=1 200−3 700 kg.

Din punctul de vedere al mărimilor principale, pompele VDF se caracterizează prin cote mici de gabarit în planul orizontal, iar în planul vertical gama largă de lungimi creează beneficiarilor posibilităţi optime de amplasare şi exploatare.

Ing. *Ciobanu Alex*

În fază de montaj — pe şantierele industriale ale ţării

Recent, la Grupul industrial petrochimic — Piteşti s-a montat instalaţia de automatizare pentru secţia de piroliză. Destinată automatizării proceselor industriale această instalaţie reprezintă, fără îndoială, un succes remarcabil al colectivului de la întreprinderea ,,Automatica'' din Bucureşti, binecunoscută pentru unicatele pe care le realizează, axată pe asimilarea unor produse de înaltă ţinută tehnică, competitive pe arena comercială internaţională.

Instalaţia, destinată automatizării unor procese tehnologice complexe, supraveghează temperatura, presiunea, nivelul, debitul şi raportul. Ea permite stabilirea regimului manual sau automat de funcţionare a utilajelor, precum şi urmărirea, indicarea şi reglarea automată a turaţiei utilajelor rotative. De asemenea, instalaţia contorizează bilanţurile zilnice şi are posibilitatea de cuplare la un calculator de proces pentru optimizarea procesului în ansamblu.

Numărul buclelor de reglaj, de tipul cu ,,feed-back'' (adesea reglarea este de tipul în cascadă sau de raport), sînt de ordinul sutelor, iar punctele de semnalizare, de circa 1000.

Instalaţia este compusă, într-un contur poligonal cu o deschidere de 37 metri, din 54 de panouri. Panourile grupează aparatura de măsură şi reglare (în proporţie de peste 90 la sută fabricate în ţară). Întregul aparataj este electronic tranzistorizat (fig. 1). Deasupra panourilor se află amplasată schema mnemotehnică, ce permite supravegherea vizuală a procesului tehnologic.

Schema mnemotehnică oferă semnalizarea luminoasă privind: — starea de funcţionare a utilajelor; — starea parametrilor; — avariile.

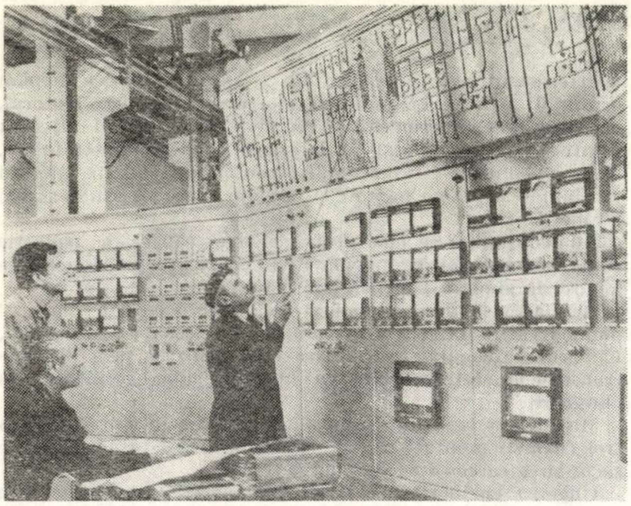


Fig. 1

Schema conţine 5 casete de semnalizare a peste 100 de puncte cu semnalizarea prin text luminos a informaţiei. Avînd în vedere numărul deosebit de mare al punctelor supravegheate, pentru urmărirea deservirii instalaţiei şi sesizării semnalizărilor, fiecare panou este echipat cu o lampă de cumul pentru localizarea semnalizării. În cazul unei avarii are loc semnalizarea colectivă, acustică şi optică prin lampa parametrului respectiv, localizată prin lampa de cumul (este dotată cu peste 1000 de semne).

Aparatajul se compune din : — regulator electronic continuu P I D şi regulator P I cu referinţă interioară şi exterioară ; — înregistratoare-indicatoare cu unu sau mai multe canale miniaturizate sau de format normal ; — elemente de raport ; — elemente de calcul de tipul adunare-scădere ; extractor de radical ; elemente de înmulţire ; — adaptoare pentru termocupluri şi termorezistenţe ; — elemente operative de comandă şi intervenţie ; — analizoare de concentraţie.

În faţa conturului poligonal de comandă se află amplasate trei pupitre de comandă şi supraveghere centralizată, deservite de trei operatori. Semnalul unificat folosit în întreaga instalaţie este de 2—10 mA. Întregul sistem de circuite este prevăzut cu întrerupătoare automate.

Emil Munteanu Relevoescu

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

România la ediţia de toamnă a Tîrgului de la Leipzig

Tîrgul Internaţional de la Leipzig, ediţia de toamnă a avut loc între 2 şi 9 septembrie 1973 avînd de data aceasta, pe lîngă tradiţionalul caracter de tîrg de bunuri destinate consumului şi necesităţilor populaţiei, şi un caracter industrial.

Obiectul acestor ediţii ale Tîrgului Internaţional de la Leipzig a fost larg extins, căpătînd un caracter complex de bunuri de consum şi industriale în domeniul construcţiilor de maşini pentru industria uşoară, prelucrarea lemnului, autoturisme şi autocamioane şi utilaj chimic.

Ca şi ediţia de primăvară, şi ediţia de toamnă a fost organizată pe principiul pavilioanelor specializate.

România a participat cu exponatele sale în cîteva pavilioane specializate şi pe un teren exterior de circa 200 mp.

Standurile Maşinoexportimport erau prezente în două hale, hala nr. 17 cu maşini pentru industria textilă şi hala nr. 21 cu maşini pentru prelucrarea lemnului. România a fost singura ţară socialistă care a expus maşini pentru prelucrarea lemnului. În domeniul construcţiilor de maşini pentru industria uşoară, competiţia a fost foarte mare. Au fost prezente în acest domeniu numeroase firme, atît din ţările socialiste cît şi din cele vestice, în special cu maşini destinate industriei confecţiilor, războaie automate pentru lînă, pentru perdele, precum şi maşini combinate.

Industria constructoare de maşini din România a fost prezentă cu exponate care au interesat în mod deosebit pe vizitatorii specialişti, atît din R.D.G. cît şi din alte ţări.

Maşinile pentru prelucrarea lemnului au fost solicitate atît de către partenerii din R.D.G., cu care s-au încheiat şi contracte, cît şi de firme comerciale vestice. Mult apreciate au fost maşinile combinate ILIC—2.

Dintre maşinile pentru industria textilă, au prezentat un foarte mare interes pentru specialişti, laminorul de bumbac şi carda de bumbac (fig. 1).

Firmele de specialitate din R.D.G. au solicitat un număr mare din aceste două tipuri de maşini cu livrarea în 1974 şi 1975. De asemenea, au fost solicitate războaie de pasmanterie tip AP produs nou al uzinei Balanţa Sibiu.

Pentru laminorul şi carda de bumbac au solicitat oferte şi firme din R.F.G., Brazilia, Algeria şi altele.

În standul de pe terenul exterior, industria construcţiilor de maşini grele a fost prezentă cu : autocamioneta TV—12C ; autofurgoneta TV—12F ; autosanitara TV—12S ; automicro-

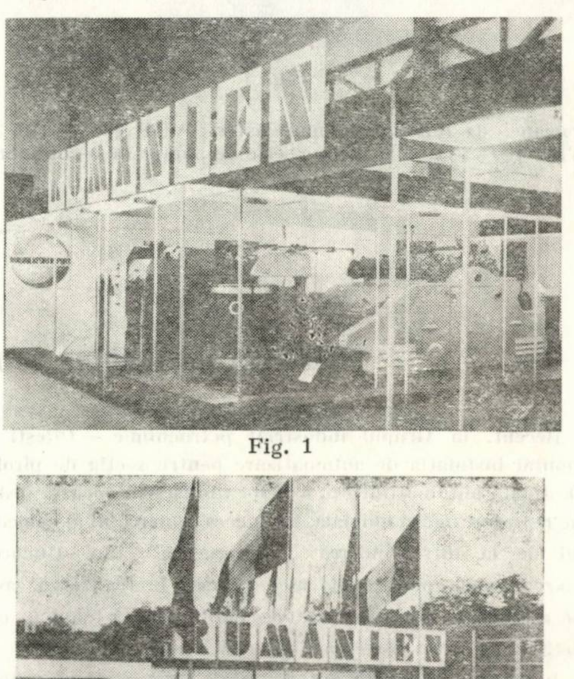


Fig. 1

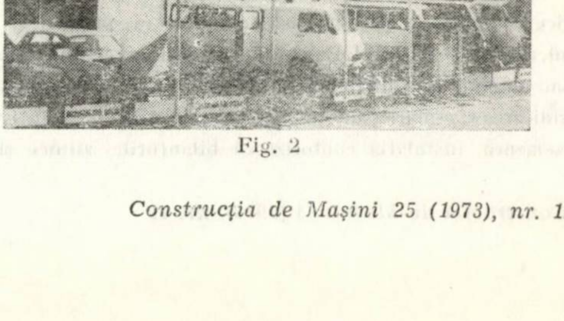


Fig. 2

buz TV—12M; remorca RM—2; autoturisme Dacia—1300; autoturisme de teren M—461 şi ARO 240, exponate care au fost mult apreciate, atît ca prezentare cît şi ca mod de comportare la probele la care au fost supuse.

Autoutilitarele – produse noi ale Uzinei ,,Autobuzul" — Bucureşti (fig. 2) au constituit obiectul atractiv al standului, fiind expuse pentru prima oară la Leipzig, şi au deschis interesante discuţii cu partenerii din R.D.G. pentru eventualele cooperări în producţie.

S-au finalizat discuţiile pentru semnarea unor contracte ferme pentru livrarea în 1974 pentru R.D.G. de autoutilitare şi autocamioane basculante.

S-a semnat un contract ferm pentru autoturisme de teren şi este cunoscut faptul că pentru autoturisme Dacia 1300 este în curs de derulare un contract important.

Prezentă şi la această ediţie a Tîrgului Internaţional de la Leipzig, industria constructoare de maşini din România a marcat din nou dezvoltarea crescîndă a relaţiilor bilaterale de colaborare între R. S. România şi Republica Democrată Germană prin creşterea an de an a livrărilor reciproce şi printr-o accentuată tendinţă de cooperare în producţie cu rezultate reciproc avantajoase.

Contactele prilejuite de această importantă manifestare economică internaţională, discuţiile purtate de delegaţia guvernamentală română condusă de tov. ing. Mihai Florescu ministrul industriei chimice cu Gunter Wischowschi — ministrul industriei chimice şi Horst Solle ministrul comerţului exterior din R.D.G. pentru executarea prin cooperare în producţie a unor instalaţii pentru industria chimică, atît pentru nevoile celor două ţări cît şi pentru terţi, au fost rodnice.

Iosif Felea

Unele dintre noile construcţii mecanice prezentate la Tîrgul de toamnă de la Leipzig 1973

Între 2 — 9 septembrie 1973 a avut loc tradiţionalul Tîrg internaţional de toamnă de la Leipzig care s-a desfăşurat pe o suprafaţă de expunere de 270.000 metri pătraţi şi la care au participat 6.275 firme din 52 de ţări. Dintre firmele ţării gazdă — R.D. Germană—care au fost prezente la tîrg cu o gamă importantă de exponate ale industriei constructoare de maşini, electrotehnicii şi automaticii menţionăm : ORSTA HIDRAULIC; TEXTIMA; TAKRAF; ILKA; VEB KARL ZEISS JENA; IFA; UNITEN; UNITECHNA; S.K.L.; ZENTRONIK; LEW; ROBOTRON; VEB STRICKMASCHINENWERK KARL-MARX—STADT; VEB CHEMIEANLAGENBAU—KOMBINAT; VEB FORDERANLAGEN; BAUKEMA; VEB SCHWERMASCHINENBAU KARL LIEBKNECHT; DARO ZENTRONIK KOMBINAT.

Dintre utilajele expuse la tîrg de ,,ORSTA—HIDRAULIK" ,,TAKRAF" şi ,,TEXTIMA" prezentăm tipul TGL 10—861 (fig. 1); DIER 65—1 (fig. 2) şi respectiv utilajul pentru industria textilă (fig. 3), care au reţinut atenţia pentru performanţele tehnico-funcţionale şi aspectul lor estetic.

Printre ramurile industriale cu cea mai puternică reprezentare internaţională se numără cea a utilajelor şi instalaţiilor pentru industria chimică cu expozanţi din 22 de ţări, a maşinilor pentru industriile textile şi încălţăminte — 19 ţări, a vehiculelor rutiere — 17 ţări, precum şi a tehnicii sanitare — 16 ţări.

Subliniind amploarea participării din aceste importante domenii industriale menţionăm că ramurile industriei chimice şi a instalaţiilor chimice — cu grupa de specialitate ,,Maşini de producere şi prelucrare a materialului plastic" — au ocupat un loc dominant. Pe o suprafaţă de 31 000 metri pătraţi, un număr de 800 de producători şi exportatori din 25 de ţări au prezentat o gamă largă de produse. În cadrul ramurei industriei chimice ponderea exponatelor o deţin produsele organice şi anorganice, materii prime pentru materialul plastic, produse intermediare şi finale. Instalaţiile, utilajele şi maşinile chimice, prezentate de către expozanţi din 16 ţări pe o suprafaţă de 8 000 metri pătraţi, au cuprins toate domeniile beneficiare ale industriei chimice iar dintre acestea au fost predominante instalaţiile şi utilajele pentru

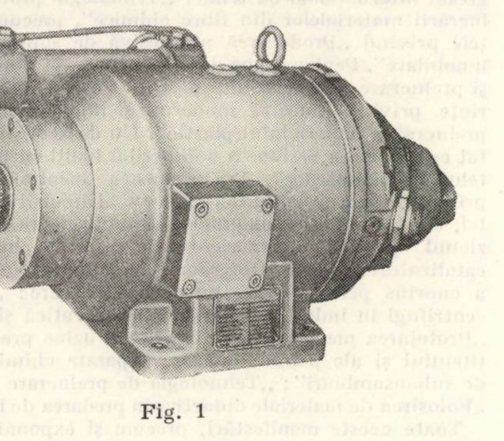


Fig. 1

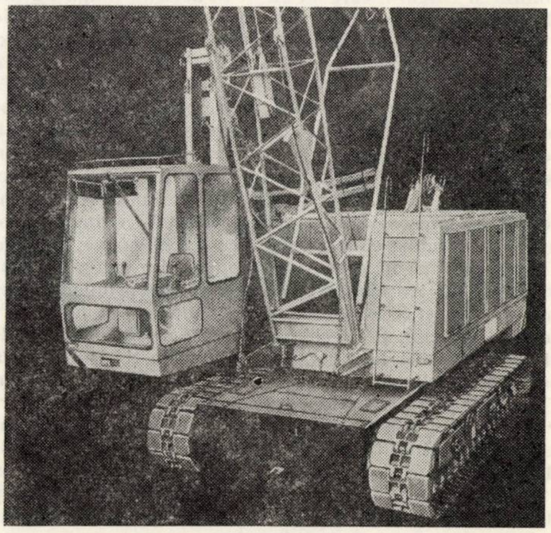


Fig. 2

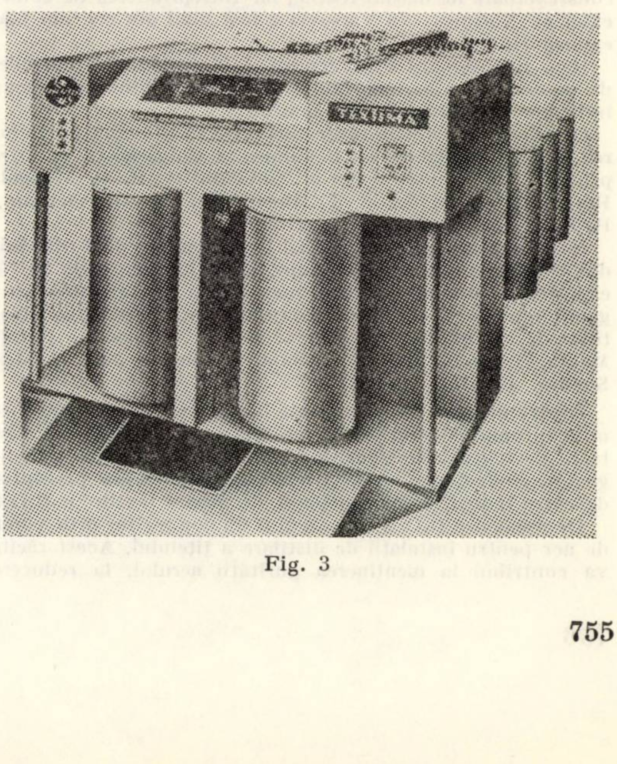


Fig. 3

producerea de fibre chimice pentru distilarea ţiţeiului şi pentru producerea de gaze tehnice.

Ramura industriei constructoare de maşini textile pe o suprafaţă de 13 000 mp a cuprins maşini şi utilaje pentru filaturi de fibre naturale şi chimice, pentru ţesătorii, ateliere de tricotaj, pentru tehnica ţesutului, pentru producerea stofei de pături şi pentru procedee de înnobilare. Maşini poligrafice au fost prezentate de expozanţi din 9 ţări. În această ramură, industria constructoare de maşini din R.D.G. a fost cel mai puternic reprezentată, aceasta fiind legată şi de cele două jubilee : 10 ani de activitate a Biroului Central de Proiectare Leipzig şi 75 de ani de producţie tradiţională în ramura construcţiilor de maşini de tipărit, a Combinatului VEB Polygraph, Leipzig şi a Uzinei de maşini de tipărit Planeta. Ramura tehnică medicală şi tehnică medicală de laborator a cuprins instrumente medicale, utilaje şi aparate de profilaxie, diagnostic, terapie şi metafilaxie, precum şi soluţionări de probleme complete pe tărîmul ocrotirii sănătăţii. Este inclus bogatul sortiment de produse pentru laboratoarele medicale. Ramura vehiculelor rutiere a ocupat o suprafaţă de 25 000 metri pătraţi, fiind expuse autocamioane, vehicule speciale, remorci, vehicule combinate, autobuze, autovehicule, vehicule pe două roţi, motoare, accesorii electrice, anvelope, elemente de construcţie, accesorii de atelier, instalaţii necesare în garaje şi staţii de alimentare. Ponderea au deţinut-o vehiculele utilitare prezentate de R.D.G., U.R.S.S., Polonia, R.S.C., România şi Ungaria care au oferit în această ramură o interesantă privire de ansamblu asupra producţiei lor de vehicule. La Tîrgul din toamna acestui an de la Leipzig au participat 13 ţări socialiste, inclusiv Republica Democrată Germană.

Republica Socialistă România a fost reprezentată la Tîrgul de toamnă de la Leipzig prin 23 de întreprinderi de comerţ exterior, care au ocupat o suprafaţă de 1 100 metri pătraţi. În cadrul ofertei tehnice, construcţia de maşini—cu ramurile maşini textile şi pentru prelucrarea lemnului — a ocupat un loc important. Şapte întreprinderi româneşti de comerţ exterior au prezentat în ramurile industriei chimice şi petrochimice — produse chimice organice şi anorganice, îngrăşăminte, lacuri şi vopsele, precum şi produse din material plastic şi fibre sintetice. Au mai fost prezente şi întreprinderile Exportlemn, Ilexim şi Tehnoforestexport, cuprinzînd mobilă, plăci şi furnire, precum şi diferite sortimente de parchete. În domeniul bunurilor de larg consum, la loc de frunte se situează produsele textile şi de încălţăminte, produsele alimentare.

U.R.S.S. şi-a prezentat exponatele din ramura construcţiilor mecanice şi din alte domenii pe o suprafaţă de 8 300 metri pătraţi prezentîndu-se cu o expoziţie colectivă în hala 12 a Tîrgului şi pe o suprafaţă neacoperită, fiind expuse de 20 de întreprinderi sovietice de comerţ exterior peste 7 000 de exponate din cele mai noi realizări în domeniul tehnicii şi bunurilor de larg consum.

R.P. Polonă a prezentat exponate din ramura industriei constructoare de maşini textile, iar Întreprinderea de comerţ exterior Varimex din Varşovia a fost unul din cei mai mari expozanţi.

R.S. Cehoslovacă a fost reprezentată de 25 de întreprinderi de comerţ exterior majoritatea exponatelor fiind din ramura industriei construcţiilor de maşini.

De asemenea, dintre ţările socialiste menţionăm participarea la Tîrg a Ungariei cu 17 ramuri, a Bulgariei cu 15 întreprinderi de comerţ exterior, precum şi R. P. Mongolă, Republica Cuba, R. S. F. Iugoslavia, R. D. Vietnam, R. P. D. Coreeană şi R. P. Albania.

La tîrgul din acest an au mai fost prezente ţări din Asia, din ţinuturile arabe şi din America Latină. Din cele 25 ţări capitaliste prezente la tîrg menţionăm participarea cu o gamă importantă şi variată de produse ale industriei construcţiilor de maşini, ţări ca : Belgia, R.F.G., Finlanda, Franţa, Marea Britanie, Italia, Japonia, Ţările de Jos, Austria, Suedia, Elveţia şi S.U.A.

Dintre utilajele noi prezentate la tîrg menţionăm : macheta unui automat de ţesut pentru ţesături fine de înaltă productivitate, prezentată la expoziţia U.R.S.S. O nouă linie tehnologică de confecţionare a materialelor tricotate a fost prezentată de către industria constructoare de maşini textile a R.D.G.

De asemenea R.D.G. a prezentat un nou răcitor prin curent de aer pentru instalaţii de distilare a ţiţeiului. Acest răcitor va contribui la menţinerea purităţii aerului, la reducerea consumului de apă, corespunzînd cerinţelor protejării mediului înconjurător. În cadrul ofertei industriei chimice a R.D.G., un loc important îl ocupă catalizatorii.

Dintre cele 113 maşini ale industriei constructoare de maşini textile din R.D.G. expuse, printre noile realizări se înscriu : maşina mare de tricotat circulară ,,Multipique'', a uzinei VEB Strickmaschinenwerk Karl-Marx-Stadt şi o linie de maşini de spălat, netezit şi împăturit rufe pentru întreprinderi Service, a VEB Textilmaschinenbau din Aue. Printre produsele noi expuse de uzinele Leuna-Werke se numără catalizatorii complet reduşi pentru sinteza de metanol. VEB Chemieanlagenbau-Kombinat a expus o maşină bătătoare cu tachet şi sită, perfecţionată pentru material lichid. Combinatul ,,Trusioma'' a prezentat printre alte utilaje, o maşină de stropit şi turnat cu comandă fără contact, ce se foloseşte la prelucrarea materialului elastic. Apoi, aparate noi de respiraţie, cu comandă prin presiune, de tipul Praktivent, o nouă realizare a unui colorimetru pentru sînge, acesta din urmă se numără printre cele 400 de noi produse ale medicinei şi ale medicinei de laborator, expuse de către R.D.G. Industria constructoare de vehicule din R.D.G. a expus printre altele un camion de mărime medie ,,Robur'' a cărui masă de întrebuinţare este mărită cu 15% faţă de tipurile de pînă acum. R.D.G. a mai fost prezentă la tîrg şi cu o importantă gamă de maşini perfecţionate pentru prelucrarea maselor plastice din care prezentăm tipul E2—125 (fig. 4).

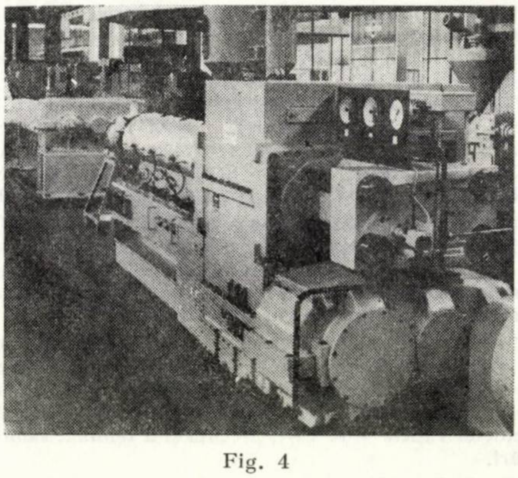


Fig. 4

În vederea efectuării unor informări de specialitate şi a unor schimburi de experienţă au fost organizate o serie de manifestări tehnico-ştiinţifice dintre care menţionăm Congresul internaţional cu tema : ,,Tehnologia producerii şi prelucrării materialelor din fibre chimice'', precum şi conferinţele privind ,,Producerea progresivă de suprafeţe textile şi înnobilare''. Pentru grupa de specialitate ,,Maşini de producere şi prelucrare a materialului plastic'' au fost organizate conferinţe privind ,,Maşini moderne şi linii tehnologice pentru prelucrarea materialului plastic''. Un deosebit interes a suscitat cea de-a 5-a Sesiune a polimerilor înalţi cu tema : ,,Bazele tehnicii polimerilor''. De asemenea menţionăm colocviul privind ,,Efectul suspensiei roţilor şi al arcuirii asupra siguranţei, confortului şi economicităţii autovehiculelor'', şi simpozionul privind ,,Experienţe şi rezultate în folosirea de catalizatori tehnici''. Programul de conferinţe al expozanţilor a cuprins peste 100 de teme, printre care : ,,Folosirea de centrifugi în industria chimică, farmaceutică şi alimentară''. ,,Protejarea mediului înconjurător în uzine prelucrătoare ale ţiţeiului şi ale petrochimiei'' ; ,,Aparate chimice în sisteme de subansambluri'' ; ,,Tehnologia de prelucrare a lemnului'' ; ,,Folosirea de materiale didactice în predarea de limbi străine''.

Toate aceste manifestări, precum şi exponatele de înaltă tehnicitate prezentate la Tîrg, au creat posibilitatea cunoaşterii celor mai noi realizări tehnico-ştiinţifice, a stabilirii de contacte utile pentru desfăşurarea unei activităţi comerciale multilaterale şi schimbului de experienţă în cele mai diferite domenii ale economiei, ştiinţei şi tehnicii.

Ing. *M. Dumitriu*

Produse perfecţionate prezentate de firma Carl Zeiss Jena la Tîrgul de toamnă din Leipzig

Noile aparate prezentate la Tîrg în acest an de firma Carl Zeiss Jena au reţinut atenţia specialiştilor de pretutindeni. Întregul sistem de aparate metrologice au o concepţie nouă, care permite soluţionarea economică a tuturor problemelor privind măsurarea, şi în special măsurarea formelor geometrice complicate. Perfecţionarea sistemelor de măsurare şi analiză a condus la găsirea soluţiilor economice ale problemelor celor mai complexe din domeniul chimiei, metalurgiei şi agriculturii. Cercetătorii de la firma Carl Zeiss Jena au acordat o deosebită atenţie problemelor care privesc protejarea mediului înconjurător — poluarea atmosferei şi a apelor — a apelor reziduale în special, perfecţionînd aparatele din domeniul fotometriei, spectrofotometriei, refractrometriei, polarimetriei, ca de exemplu: REFRACTOMETRUL MODEL G; FOTOMETRUL RAPID G II; LEUKOMETRUL, util în industria celulozei, hîrtiei, textilă; aparatul numit FALPHOKOL (fig. 1), folosit în medicină, biologie, chimie industrială, industria sticlei şi a ceramicei. STEREOCOMPARATORUL 1818, pentru măsurarea coordonatelor şi paralaxelor în aer şi pe pămînt; FOTOTEODOLITUL 19/1318 (fig. 2), cu unghiul lentilelor normal şi cu focarul reglat la infinit, folosit în special pentru studii topografice.

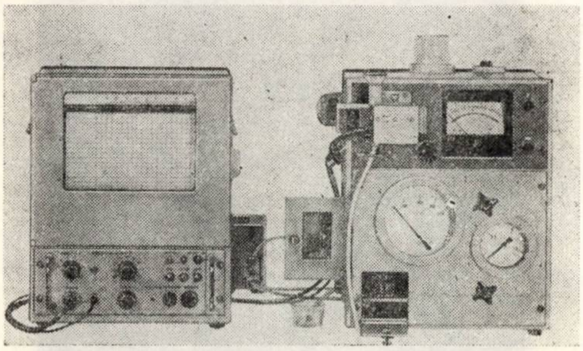


Fig. 1

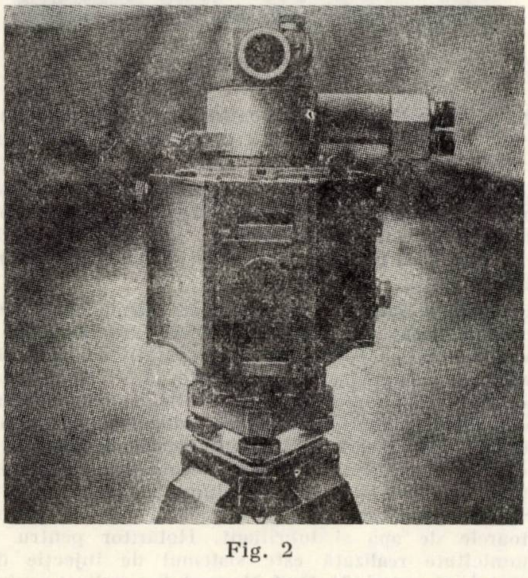


Fig. 2

Printre produsele cu un înalt grad de perfecţionare se numără: microscopul de fluorescenţă FLUOVAL, care este un aparat universal, permiţînd realizarea tuturor procedeelor moderne de fluorescenţă, inclusiv a celor combinate; DOKUMATOR DA 7, un aparat de luat vederi pe microfilme, oferă posibilitatea unei permanente înmagazinări de date ştiinţifice, care pot fi consultate oricînd cu multă uşurinţă. Microfilmarea textelor de orice natură (cărţi, planşe, hărţi, documente) se poate executa cu acest aparat care este construit în trei variante, şi anume: Dokumator DA 7 — pentru fotografiere, Dokumator DL4 şi DL2 — pentru control, citire şi developare, Dokumator DR 2, DK şi DD 1 pentru copiere şi multiplicare. Comanda aparatului se execută automat si se poate regla după specificul filmului. GONIOMETRUL WEISSENBERG WBG 2, folosit pentru obţinerea datelor necesare în analizele structurale, este un aparat care permite realizarea diagramelor cu ajutorul unui platou, după principiul HANIC. GONIOMETRUL ORIZONTAL HZG—3 (fig. 3), cunoscut sub numele de Difractometru, este un dispozitiv de mare randament pentru studiul difracţiei razelor X şi în spectrofotometrie. Diametrul discului de măsură este de 500 mm cu o variaţie de ±80 mm; braţul tubului comptor este împărţit în 90 diviziuni, de la 0 la 180°, valoarea unei diviziuni fiind 0,02°; tensiunea electrică este de 220 V, frecvenţa de 50 Hz, puterea de 65 VA.

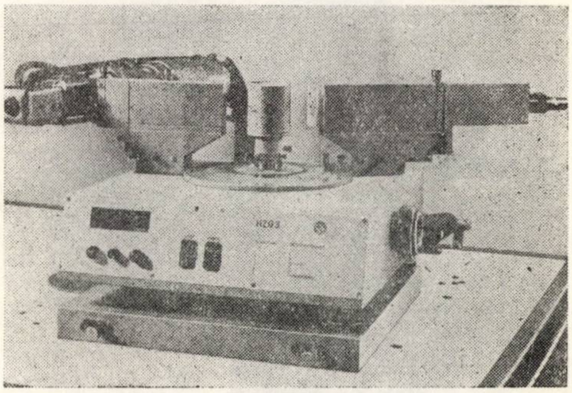


Fig. 3

PENETROMETRUL AUTOMAT AP 4/2 este aparatul în serviciul progresului tehnic, care se foloseşte pentru cercetarea deformaţiilor din interiorul maselor plastice, semi-solide sau vîscoase, în cele mai variate ramuri industriale.

O serie de aparate astronomice pentru şcoli şi amatori au atras atenţia vizitatorilor prin linia lor modernă şi prin aspectul lor estetic. Astfel, LUNETA astronomică pentru şcoli şi amatori, deşi este un aparat de dimensiuni mici, are aceleaşi calităţi ca şi aparatele mari şi se poate folosi ca atare. Ultimele tipuri de aparate de acest fel au o formă modernă şi practică şi au fost completate cu dispozitive care le fac mai uşor manevrabile; TELESCOPUL REFLECTOR pentru amatori BUSOLA GEOLOGICĂ cu două cercuri, tip 59, cu placă micrometrică rabatantă, permite măsurarea, numai cu o singură operaţie, rapid şi sigur.

Alte produse ale firmei Carl Zeiss Jena, care fac obiectul fabricaţiei de serie, sînt o seamă de instrumente şi piese uzuale ca: lunete, binocluri de cîmp, şi de teatru, lentile şi monturi de ochelari, busole, lupe, obiecte fotografice etc.

Aceste cîteva aparate trecute în revistă constituie numai o mică parte din multiplele aparate expuse la tîrgul din Leipzig.

El. Şt.

Un nou tip de motor diesel cu 4 cilindri, fabricat în R.D.G. de către VEB IFA—Motorenwerke, Nordhausen

Uzinele VEB IFA-Motorenwerke din Nordhausen, R.D.G., produc anual mai mult de 30 000 motoare diesel de tipul 4 VD 14,5/12—1 SRW (fig. 1), în ateliere moderne cu înalt grad de automatizare şi mecanizare. Peste şase ani acest motor va fi produs în mare serie. El este caracterizat prin robusteţe, economicitate şi fiabilitate.

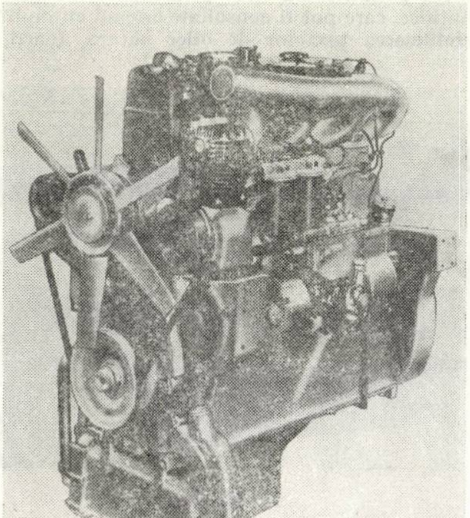


Fig. 1

Domeniile principale de utilizare a acestui motor în R.D.G. sînt : camioanele tip W 50 de 5 tone greutate utilă, tractorul ZT 300, combinele E 512, automacarale, agregate electrice sau de pompe (fig. 2) şi multe altele.

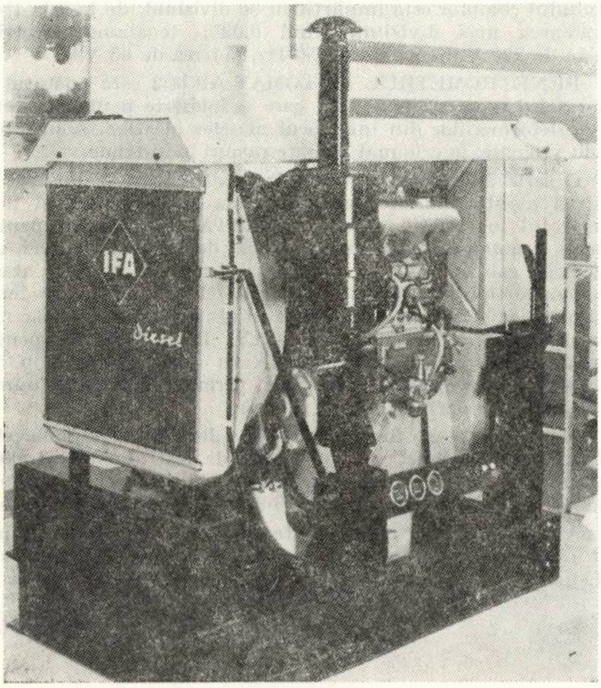


Fig. 2

Datele principale ale motorului sînt : 4 cilindri în patru timpi (V), diesel (D), cursa 14,5 cm, alezajul 12 cm, prima variantă constructivă (1), poziţia verticală a cilindrilor (S) şi în linie (R), răcire cu aer (W). Aceste date sînt sintetizate după cum se observă în nomenclatorul motorului prin literele şi cifrele arătate : 4 VD 14,5/12—1 SRW.

Puterea motorului pentru utilizări de tracţiune este stabilită la 125 CP pentru turaţia de 2300 rot/min. Momentul maxim este de 44 kgfm, ceea ce înseamnă o presiune efectivă maximă de 8,25 kgf/cm .

Motorul este fabricat cu ajutorul unor procese tehnologice moderne, ca de exemplu linia de prelucrare automată a chiulaselor (fig. 3). Puterea de durată a motorului (Dauerleistung II) se precizează în exploatare împreună cu uzinele ce livrează instalaţia cu motor. Ea este de regulă în jurul a 100 CP.

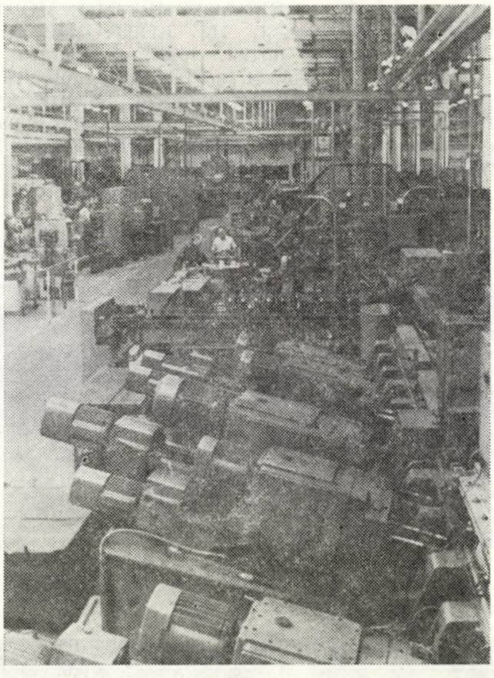


Fig. 3

Motorului îi sînt asigurate constructiv calităţi deosebite ca : durată mare de serviciu între reparaţii generale, înaltă economicitate prin consumuri reduse de combustibil şi lubrifiant, necesitate redusă de întreţinere în serviciu şi cheltuieli reduse pentru reparaţii.

Cu privire la durata de viaţă se poate afirma, din experienţa acumulată, că ea se cifrează la 300 000 km sau mai mult, respectiv 7 000 — 10 000 ore fără reparaţii de bază, dar cu întreţinerea şi supravegherea cuvenite, fără a prezenta nici o defecţiune. Lăgăruirea şi tehnica filtrării sînt realizate la nivelul internaţional actual. La realizarea performanţelor înalte contribuie o serie de trăsături constructive, ca de exemplu capul segmentat al pistonului, segmenţii cromaţi,cuzineţii cu pereţi subţiri pe bază de aluminiu-cositor, supapa de evacuare austenitică cu tija cromată, răcirea pistonului, răcitoarele de apă şi lubrifiant. Hotărîtor pentru înalta economicitate realizată este sistemul de injecţie directă adoptat după metoda M (Prof. Meurer). S-a realizat o micşorare substanţială a pierderilor, în special ale celor de frecare, la nivelul pistoanelor şi al segmenţilor.

S-a realizat pentru orice motor de serie un consum specific de combustibil minim, puţin sub 160 g/CPh, precum şi 170 g/ /CPh pentru un larg domeniu de sarcini şi turaţii.

Consumul de ulei al motorului se cifrează la 1 g/CPh.

După cum se arată în tabelele de întreţinere ale motorului, în urma a numeroase măsurări, cheltuielile aferente întreţinerii sînt reduse. Astfel, în special buna filtrare a uleiului aditivat duce la necesitatea de a schimba lubrifiantul la 12 000 km, respectiv 370 ore la tractor, cu adaosuri reduse pe parcurs. Începînd cu anul 1973, prin unele îmbunătăţiri, ca de exemplu încorporarea compresorului şi a altor elemente în circuitul de ungere al motorului, precum şi dublarea duratei de lucru a supapelor, se apreciază că se vor reduce şi mai mult cheltuielile de întreţinere.

Uşurinţa reparaţiilor necesare motorului a fost realizată prin concepţia constructivă adecvată a cămăşilor de cilindri umede şi interschimbabile, a separării blocului de cilindri faţă de carter, a cuzineţilor principali şi de bielă, a interschimbabilităţii ghidurilor de supape, a scaunelor amovibile ale supapelor etc. Pînă la necesitatea rectificării arborelui cotit se parcurg de regulă 200 000 — 350 000 km, fără a fi nevoie de prelucrări de atelier. În fine, datorită disponibilităţilor constructive pentru acest motor în ceea ce priveşte pompele de injecţie, colectoarele de admisie şi de evacuare, carterele de ulei, volanţii, racordurile pentru apa de răcire, filtrele de aer, dispozitivele de pornire la rece etc., se pot satisface rapid diferite condiţii ale utilizatorilor.

A.C.

Participarea României la Tîrgul internaţional de construcţii mecanice de la Brno — 1973

Ediţia din anul acesta a Tîrgului internaţional de construcţii mecanice de la Brno a avut un caracter jubiliar. S-au împlinit 15 ani de la prima ediţie a acestei importante manifestări economice a R.S. Cehoslovace, manifestare care şi-a cîştigat un meritat prestigiu internaţional.

Pe o suprafaţă acoperită de 80.000 mp. şi tot atîta suprafaţă descoperită, au fost prezentate standurile cu exponate a peste 1600 firme.

În pavilioanele specializate, precum şi pe terenurile de expunere descoperite, au fost expuse maşini şi utilaje pentru prelucrarea metalelor, maşini pentru prelucrarea lemnului, utilaj minier, utilaj metalurgic, utilaj pentru industria alimentară, pentru industria sticlei, utilaje pentru industria chimică, utilaje pentru industria textilă, pielărie şi cauciuc, utilaje pentru industria poligrafică, aparate climatice, armături, pompe, motoare diesel, maşini, aparate şi materiale electrice de înaltă şi joasă tensiune, aparate de măsură şi control mecanice, electrice şi electronice, aparate de laborator, maşini şi utilaje de construcţii, autocamioane şi tractoare, maşini agricole, autoturisme, materiale plastice şi utilaje pentru fabricarea şi prelucrarea acestora.

România a participat în acest an la Tîrgul Internaţional de construcţii de maşini de la BRNO pentru a 15-a oară. Oferta industriei constructoare de maşini din ţara noastră s-a prezentat în acest an într-un mod cu totul deosebit, faţă de anii anteriori.

Pe o suprafaţă de expunere de peste 2000 mp, de două ori mai mare ca în 1972, România a fost prezentă prin Maşinexportimport, Electroimport, Electronum, Autotractor-Dacia, Mecanoexportimport şi Industrialexport, întreprinderi de comerţ exterior ale industriei româneşti constructoare de maşini. Ceea ce a constituit o atracţie deosebită pentru toţi vizitatorii tîrgului a fost instalaţia de foraj F—320—D (fig. 1), expusă de Industrialexport, pe a cărei turlă înaltă de 60 m flutura tricolorul României, simbol al industriei noastre socialiste, în continuă dezvoltare.

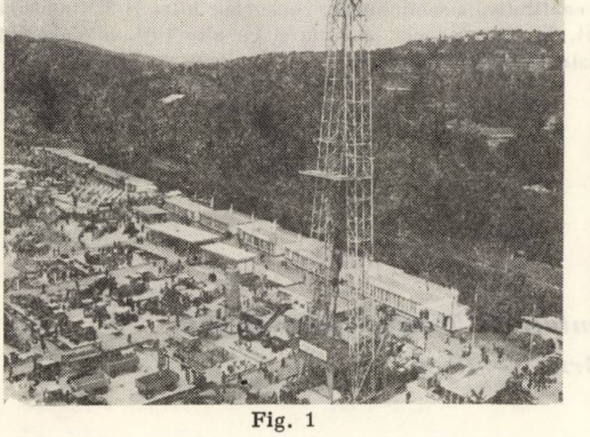


Fig. 1

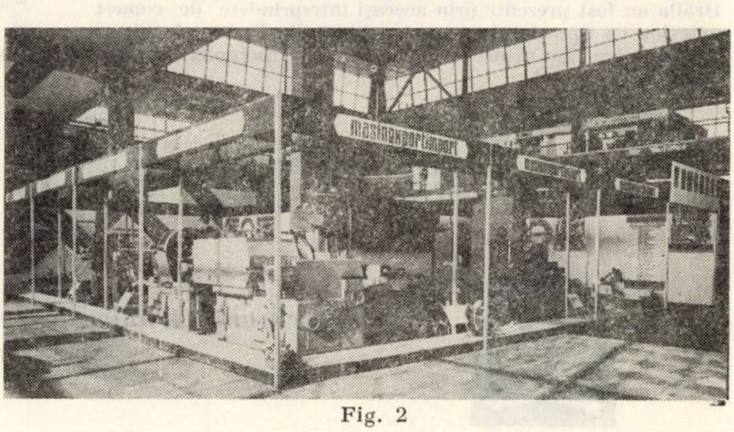


Fig. 2

Alături de acest exponat gigant, care domina întregul tîrg prin măreţia sa, erau expuse: scule de foraj ca cleşte multidimensional coruncă, geală hidraulică, dopuri de cementare, pene scurte şi lungi, elevatoare pentru prăjini de pompare, prevenitoare de erupţie, cu instalaţie de comandă hidraulică tip CH6U—72; armături industriale din oţel şi fontă; sape cu role etc.

Instalaţia de foraj F320—3 DH a fost deosebit de apreciată de specialişti şi de marele public, ziarele închinîndu-i articole elogioase. Medalia de aur care i-a fost acordată a încununat succesul acestui important exponat, realizat de Uzina 1 Mai—Ploieşti.

Dintre caracteristicile principale ale acestui utilaj menţionăm: adîncimea de foraj pentru sonda de ţiţei şi gaze la 6000 m; puterea instalată de 2670 CP, realizată prin motoare diesel tip MB—820—Bb; puterea de intrare în troliu 2000 CP; masa rotary cu deschidere 27 1/2 in sau 24 1/2 in şi o putere la intrare de 500 CP; puterea hidraulică ridicată obţinută prin 2 pompe de noroi de 1250 sau 1000 CP fiecare. Substructura înaltă de 6700 mm creează posibilitatea montării oricărei combinaţii de echipament de prevenire. Unităţi compacte şi solide uşor transportabile în blocuri ce pot fi rapid asamblate. Pentru montajul şi demontajul instalaţiei de foraj nu sînt necesare echipamente grele de ridicare. Instalaţia poate fi prevăzută şi cu antrenare diesel-electrică, în care caz poartă simbolul „F—320 DE”.

Exponatele industriei constructoare de maşini din România au fost prezente aproape în toate sectoarele:

— *Maşinexportimport* a expus, alături de Strojimport R.S.C., Technoimpex şi WMW — R.D.G., Stankoimport U.R.S.S. şi numeroase firme de specialitate din R.F.G., Elveţia, Italia ş.a., un sortiment bogat de maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor (fig. 2) dintre care menţionăm: maşina de rectificat universală RU—350, şi RU—100, maşina de rectificat plan RPO — 200, ferăstrăul circular FCA—710, maşina de ascuţit burghie MBA, ş.a., care s-au bucurat de un deosebit interes din partea partenerilor cehoslovaci şi din alte ţări.

De un deosebit succes s-a bucurat strungul automat SARO—25, produs nou al tinerei Uzine de strunguri de la Tîrgovişte. Au fost mult solicitate şi tipurile SARO—42 şi SARO—60.

Strungurile carusel Ø 1250 ; Ø 1600 mm, bohrwerkul AF—85 cu comandă numerică, maşinile pentru prelucrarea lemnului, precum şi maşinile pentru industria textilă, au constituit obiectul a numeroase solicitări.

Maşinexportimport a încheiat contracte ferme, atît pentru exponatele prezentate, cît şi pentru alte tipuri de maşini din programul de fabricaţie al uzinelor producătoare, cu livrarea atît în 1973 cît şi în 1974 şi 1975.

S-a insistat de către beneficiarii din R.S.C. pentru participarea ICE Maşinexportimport la tîrgul specializat de maşini-unelte pentru a spori posibilităţile de schimb în acest important domeniu, în care industria noastră de maşini-unelte a devenit în ultimii ani un partener potenţial, ca urmare a dezvoltării acestui sector din industria constructoare de maşini.

Electroexport-import a prezentat în acest an în pavilionul destinat industriei electrotehnice produse care interesau în special pe beneficiarii din R.S.C., specifice acestei pieţe.

S-a remarcat un deosebit interes pentru : cabluri şi conductoare electrice ; electromotoare ; transformatoare de putere, pentru care s-au primit cereri importante cu livrarea în 1974—1975.

Comparîndu-se exponatele industriei electrotehnice din România cu cele din standurile similare ale altor ţări şi firme, s-a apreciat că Electroexport-import a prezentat o gamă largă de produse, frumos executate şi prezentate într-o formă atrăgătoare.

Cu participarea la această ediţie, *Electronum* s-a prezentat pentru a doua oară în acest an la Brno ; la ediţia de primăvară, cu produse destinate populaţiei (radio, televizoare, frigidere etc.), iar acum cu produse tehnice din domeniul electronicii, tehnicii de calcul şi automatizării.

Au fost mult apreciate maşinile de calcul româneşti Felix CE 164 şi CE 125 T din care s-au cerut cantităţi importante pentru livrare 1974. De asemenea, s-a cerut livrarea unor mari cantităţi de maşini de calculat electromecanice produse de Electro—Mureş.

S-au primit şi numeroase cereri pentru lămpi cu incandescenţă, tuburi cinescop, lămpi electronice şi semiconductori, aparataj de joasă tensiune, aparate de măsură electronice industriale din producţia întreprinderii româneşti FEMI.

În pavilionul M, *Mecanoexport* a expus motorul Diesel de 120 CP al uzinelor Timpuri Noi, piese şi subansamble ale motoarelor MB produse de Uzinele 23 August, o gamă de compresoare şi electrocompresoare (TN), iar pe terenurile exterioare de expunere aceeaşi întreprindere a fost prezentă cu exponatele industriei româneşti de material rulant — locomotiva LDH 125, vagonul basculant de 40 mc şi seturi de echipamente de frînă, — ale industriei de utilaj minier bogat reprezentată cu locomotiva de mină LDM 45 A, troliu cu angrenaj planetar, troliu pneumatic uşor, ventilator electropneumatic, transportor mobil de 4 m, maşină de torcretat galerii, maşină de încărcat pneumatică, electrotambur. Uzinele constructoare de utilaj de construcţii Progresul Brăila au fost prezente prin aceeaşi întreprindere de comerţ exterior cu apreciatul excavator hidraulic P 601 şi rulouri compresoare, iar uzinele Steaua Roşie cu betoniera de 500 litri.

Atît în pavilionul auto cît şi pe terenul de expunere exterior, industria noastră de autocamioane, autoutilitare, autoturisme, precum şi cea de maşini agricole, au fost prezente cu numeroase exponate.

Pentru prima oară, alături de exponatele marilor producători Ford, Honda, Mercedes, SAAB, Chrysler, Renault, Citroen, Fiat, BMW, Blumhardt, ş.a., s-au remarcat şi au atras atenţia vizitatorilor autocamioanele, autoutilitarele şi autoturismele româneşti. Noile tipuri de autocamioane cu motoare Diesel, ROMAN şi DAC de mare capacitate, autoutilitare din seria TV12, autoturismul Dacia 1300, figura 3, autoturismele de teren ARO 240 şi ARO M473 au interesat în mod deosebit atît pe specialişti cît şi marele public, fiind expuse pentru prima oară la acest tîrg.

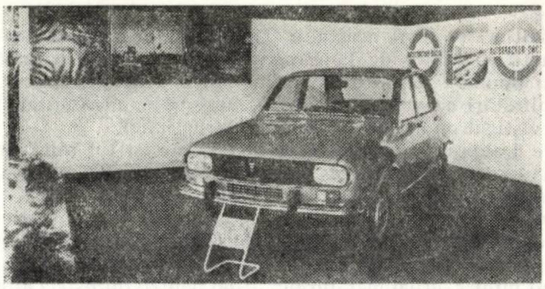


Fig. 3

Nu mai puţin atractive au fost tractoarele S 1500, S 800, combina autopropulsată ,,Gloria'' — C — 12 cu echipament de recoltare pentru porumb şi păioase, motocositoarele ,,Carpatina'' cu dispozitive de greblat, tăiat şi remorcat, maşina de împrăştiat îngrăşăminte MIC—IM şi semănătoarea universală SUP—48.

Bogata participare a industriei constructoare de maşini din România la această ediţie a Tîrgului internaţional de la Brno a fost elogios apreciată de către conducerea de Partid şi de Stat precum şi de către cadrele din economie ale Republicii Socialiste Cehoslovace, ea încadrîndu-se în politica consecventă a României de dezvoltare a legăturilor economice cu ţările socialiste şi celelalte state ale lumii.

Participarea noastră la această ediţie s-a încheiat şi cu bune rezultate comerciale, care au întrecut cu mult pe cele din anii anteriori. În afară de contractele ferme semnate în cele 10 zile, cît a funcţionat expoziţia, ediţia din această toamnă a Tîrgului Internaţional de la Brno a însemnat un real succes pentru întreprinderile noastre de comerţ exterior participante, cu perspective din cele mai bune pentru creşterea cantitativă a schimburilor comerciale între R.S. România şi R. S. Cehoslovacia, precum şi cu alte ţări, în domeniul construcţiilor de maşini.

Iosif Felea

Noi performanţe tehnice prezentate la Tîrgul internaţional de la Brno — 1973

În prezenţa conducerii de partid şi de stat din Cehoslovacia, în ziua de 7 septembrie 1973, a fost inaugurată cea de a XV-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la BRNO.

În expunerile prezentate cu prilejul deschiderii tîrgului s-a subliniat că şi în acest an, în organizarea tîrgului şi a diverselor manifestări tehnico-ştiinţifice, principala preocupare a fost să se creeze cele mai largi posibilităţi de confruntare a performanţelor tehnice şi estetice ale produselor fabricate şi prezentate de expozanţi. S-a mai subliniat că Tîrgul corespunde promovării tehnicii avansate contemporane în producţia de maşini şi instalaţii, creînd condiţii optime pentru promovarea cooperării şi adaptarea unor forme avansate de colaborare economică internaţională, devenind un centru important, nu numai din punct de vedere comercial, dar şi de cunoaştere şi instruire tehnico-ştiinţifică.

Ca urmare a sistemului perfecţionat adoptat şi în acest an, produsele au fost expuse pe principalele ramuri industriale, împărţite pe sectoare, dintre care cele mai importante au fost: maşini-unelte, maşini pentru industria minieră şi de extracţie, maşini pentru industria chimică şi industria alimentară, maşini poligrafice, instalaţii de tehnica aerului, pompe, motoare diesel, instalaţii pentru industria electrotehnică de curenţi tari, aparataje de măsură şi control, instrumente medicale şi de laborator, instalaţii de transport, tractoare, şi maşini agricole, produse semifabricate şi materii prime. Acest mod de organizare a ajutat cercurile economice comerciale de specialitate să se orienteze mai bine, în ramura lor, asupra dezvoltării pe plan mondial şi asupra noutăţilor din producţia diferitelor maşini şi instalaţii.

La cel de-al XV-lea Tîrg Internaţional de produse mecanice de la Brno, care s-a desfăşurat pe o suprafaţă de 80 000 mp, au participat 1 600 de expozanţi din 31 de ţări. Participarea R.S. Cehoslovace a fost reprezentată de 25 de organizaţii de comerţ exterior, dintre care menţionăm STROJIMPORT, STROJEXPORT, TECHNOEXPORT (din Praga şi din Bratislava), SKODAEXPORT, PRAGOEXPORT, MARTIMEX, MOTOKOV, KOVO, INVESTA, METALIMPEX, FERROMET, CS. KERAMIKA, CHEMAPOL, CHIRANA, INTERSIGMA, KERAMETAL, MERKURIA, OMNIA, OMNIPOL, POLYTECHNA, TRANZAKTA, Uzinele de produse electrotehnice de curenţi tari precum şi Asociaţia pentru reprezentarea intereselor comerciale în străinătate. Dintre celelalte ţări socialiste care au prezentat importante exponate menţionăm Uniunea Sovietică, R.D.G., Polonia, Ungaria, Bulgaria, Iugoslavia şi România. Ţările socialiste au expus produsele lor pe o suprafaţă reprezentînd peste 3/5 din suprafaţa totală de expunere. De asemenea, la cel de-al XV-lea Tîrg de la Brno au expus produsele lor firme şi organizaţii dintr-un mare număr de state capitaliste şi ţări în curs de dezvoltare, dintre care menţionăm: Argentina, Belgia, Danemarca, Finlanda, Franţa, Olanda, Hong-Kong, India, Republica Irlandei, Italia, Japonia, Canada, Lichtenstein, Norvegia, R.F. Germania, Austria, Spania, Suedia, Elveţia, S.U.A., Marea Britanie.

Republica Socialistă România se numără printre ţările care au fost prezente la toate ediţiile Tîrgului Internaţional de produse mecanice de la Brno. În ultimii ani, participarea României a înregistrat o creştere continuă. În comparaţie cu anul trecut România şi-a extins suprafaţa în sectorul produselor electrotehnice, iar ca exponate noi au fost prezentate autoturisme şi compresoare. Majoritatea exponatelor româneşti au fost expuse în pavilionul C şi pe suprafaţa Z în aer liber, dîndu-se prioritate exponatelor din domeniul produselor electrotehnice, al maşinilor de transportat, al maşinilor agricole şi al instalaţiilor de foraj. Astfel şapte întreprinderi româneşti de comerţ exterior au expus peste 120 produse, fiind prezentate utilaje pentru industria extractivă, maşini-unelte, aparate electrotehnice şi produse electronice, utilaje pentru construcţii şi drumuri, tractoare şi autocamioane, autoturisme. Unul dintre punctele principale de atracţie ale tîrgului a fost instalaţia românească de foraj F 320 — 3 DH pentru adîncimi de pînă la 6000 metri, realizare a Uzinelor ,,1 Mai Ploieşti''. Trebuie subliniat că această instalaţie a primit Medalia de Aur a celei de-a XV-a ediţii a Tîrgului Internaţional de maşini de la Brno. În competiţia pentru obţinerea celor 35 de medalii, atribuite de ediţia din această toamnă a tîrgului, au concurat 23 de ţări. Juriul, alcătuit din specialişti ai ţării gazdă, a trebuit să selecţioneze din 390 de produse pe acelea care întrunesc în cel mai înalt grad exigenţele contemporane. Ca şi multe alte realizări ale tehnicii româneşti — autocamionul ,,Roman'', autoturismul de teren, maşini de prelucrat metale, — instalaţia de foraj, şi altele au stîrnit un viu interes atît în rîndul specialiştilor, cît şi al publicului vizitator.

Dintre noile produse cu performanţe tehnice superioare prezentate de ţara gazdă — R.S. Cehoslovacia — menţionăm unele din cele ale firmelor din cadrul Intreprinderii STROJIMPORT. Astfel strungul semi-automat cu 6 broşe ANK 6/125 este o maşină de mare randament, dimensionat pentru lucru cu scule din cabluri dure. Strungul ANK 6/125 lărgeşte gama de strunguri automate multi-broşe fabricate de ZPS Gottwaldov care în prezent are în program fabricarea strungului automat ANK 6/160 pentru uzinarea gen bridă, cum şi a strungurilor automate cu bară AN 6/25 şi AN 6/40.

Caracteristicile principale ale noului strung automat cu 6 broşe sînt: diametrul mandrinei 125 mm, lungimea de prelucrare la cele 6 poziţii de la 0 la 100 mm, cursa de lucru a căruciorului transversal de la 0 la 25 mm, cursa în gol a căruciorului transversal 25 mm; capetele de broşe — număr de viteze 30, — gama rapidă — de la 71 la 2 000 ture pe minut, — gama lentă de la 35,5 la 1 000 ture pe minut, puterea absorbită de motorul principal este de 11 kW, iar greutatea maşinii este de 7 300 kg. Dintre utilajele expuse de acest gen maşina de rectificat rotund VNE852MS-cu comandă program destinată rectificării succesive a diametrelor (fig. 1) se remarcă prin performanţele sale tehnice.

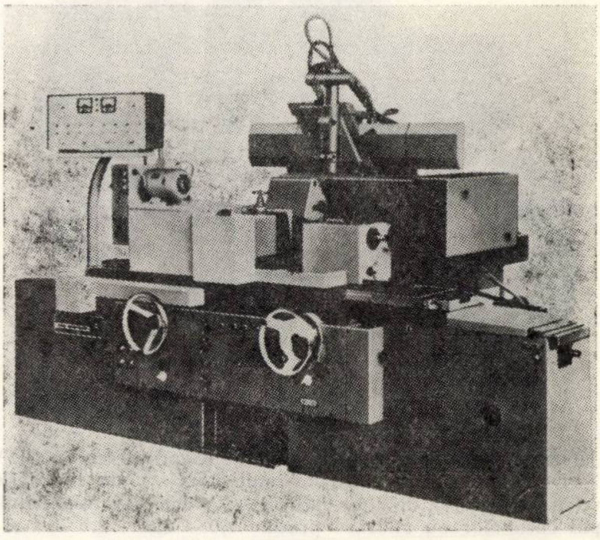


Fig. 1

De asemenea, agregatul FQH materializează concepţia tehnică cea mai avansată de prelucrare prin aşchiere, fiind un produs al uzinei ZPS Gottwaldov. Noul model al acestui agregat cu comandă numerică şi cu schimbarea automată a sculelor este destinat pentru operaţii de frezare, de găurire, alezare şi filetare la piesele de tip cheson sau placă cu dimensiunile limitate de 500 × 500 × 500 mm. Atacul piesei se face din toate părţile, fără reprize, iar prezentarea succesivă a sculelor se face prin rotirea unui platou încastrat. Sculele sînt schimbate automat prin intermediul comenzii numerice. Acest agregat depăşeşte calitativ maşinile-unelte clasice, în special prin executarea operaţiilor fără reprize într-un regim integral automatizat ce permite ameliorarea preciziei de lucru reducerea timpilor neproductivi, suprimarea manipulărilor piesă şi sculă între operaţii, cît şi economii realizate prin nefolosirea montajelor speciale. Mişcările maşinii se fac în jurul celor 3 coordonate X, Y, Z, perpendicular unul pe altul.

Căruciorul port-freză orizontal este reglabil în înălţime pe ghidajele unei coloane, mişcările sale sînt uşurate de sistemul de echilibrare hidraulic, iar faţa sa superioară este rezervată unei magazii de scule. Broşa orizontală, imobilă pe direcţia axială, este concepută pentru strîngerea port-sculei cu ajutorul unei agrafe ce intră mecanic în broşe.

Dintre produsele prezentate de întreprinderea MOTOKOV o noutate, printre exponate, au constituit-o tractoarele ZETOP, prima serie unificată după modernizarea din fabrica ZKL Brno. Menţionăm tipurile Z 4712, Z 5711 şi Z 6711 fără cabine, destinate exclusiv pentru export; tipurile Z 4718, Z 5718, Z 5748 cu axul de conducere în faţă. Elementele principale care le deosebesc de vechile tipuri de ZETOP sînt: motor mai puternic, cabină de tip nou, cu securitate sporită, schimbări ale axului din faţă şi ale instalaţiei de conducere, care asigură funcţionarea fără zgomot şi trepidaţii.

De asemenea maşina pentru sădit cartofi pe patru rînduri, pentru soluri nisipoase, tip 4 Sa BPP – 62/75 este destinată folosirii pe soluri uşoare, pe loc plan şi pante moderate pînă la 5° maximum. Serveşte la plantarea tuturor soiurilor de cartofi, sub formă de tuberculi întregi sau fracţionaţi. Bucăţile pot avea un diametru de 30 – 60 mm şi o greutate pînă la 120 g. Adîncimea de plantare se poate regla între 12–15 cm. Distanţa de plantare a rîndurilor este de asemenea reglabilă.

Şi tipul de tractor ZETOR CRYSTAL 8045 (fig. 2) a reţinut atenţia specialiştilor, datorită perfecţionărilor ce i-au fost aduse.

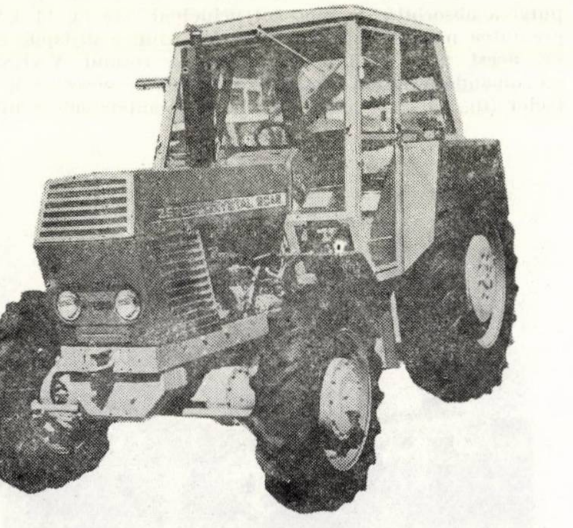


Fig. 2

Dintre multiplele produse expuse de Intreprinderea SKODA EXPORT a reţinut în mod deosebit atenţia noua instalaţie pentru producerea de abur saturat BK 6 000 care reprezintă tipul cazanelor cu abur ce produc 1,0 – 1,6 – 2,5 – 4 şi 6 tone de abur saturat într-o oră, atingînd presiunea maximă de 13,5 kgf/cm². Aceste cazane au vatră pentru arderea reziduurilor petroliere, prevăzută cu dispozitiv de dispersie. De asemenea sînt echipate cu dispozitive automate de aprindere şi de funcţionare.

Dintre caracteristicile tehnice menţionăm: productivitatea nominală 6 000 kgf/cm², presiunea nominală 13,5 kgf/cm², coeficientul de activitate eficientă 87,5–91 %, suprafaţa de încălzire 166 m², volumul apei 12,1 m³, greutatea cazanului fără apă 19 t. Printre utilajele cu performanţe tehnice asemănătoare se numără şi tipul BK 25 (fig. 3).

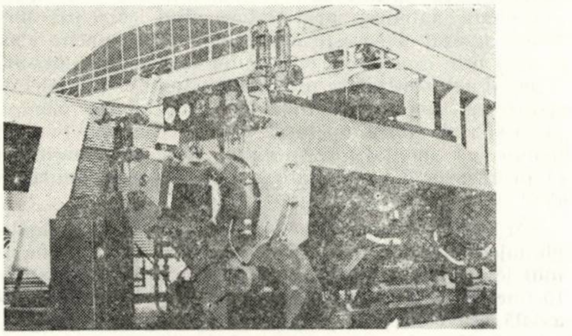


Fig. 3

De asemenea încălzitorul de aer OTV 1 500 destinat încălzirii aerului se remarcă prin faptul că produsele de ardere nu vin în contact cu aerul care urmează să fie încălzit, acesta corespunzînd cerinţelor igienei sanitare.

Întreprinderea INVESTA a prezentat ca ultimă noutate maşina Bicolor – pentru fabricarea articolelor textile cu suprafaţa buclată pe ambele părţi. Pe aceste maşini se pot fabrica atît cuverturi grele, prosoape, capoate de baie, rochii de casă, lenjerie de pat şi articole decorative de diferite culori pe cele două părţi, cît şi articole textile uşoare, îmbrăcăminte de plajă şi lenjerie fină de corp.

Maşina lucrează la viteza de 1 000 ochiuri pe minut în cazul lăţimii de 2 700 mm. Randamentul pe oră la desime a rîndurilor de 25/10 cm este de 120 m, iar la o desime a rîndurilor de 75/10 cm este de 40 m. De asemenea maşina pentru pregătirea feţelor pentru încălţăminte tip 02161/P 2 (fig. 4) s-a distins prin productivitatea mult mai ridicată, obţinută ca urmare a îmbunătăţirii tehnice a acestei maşini.

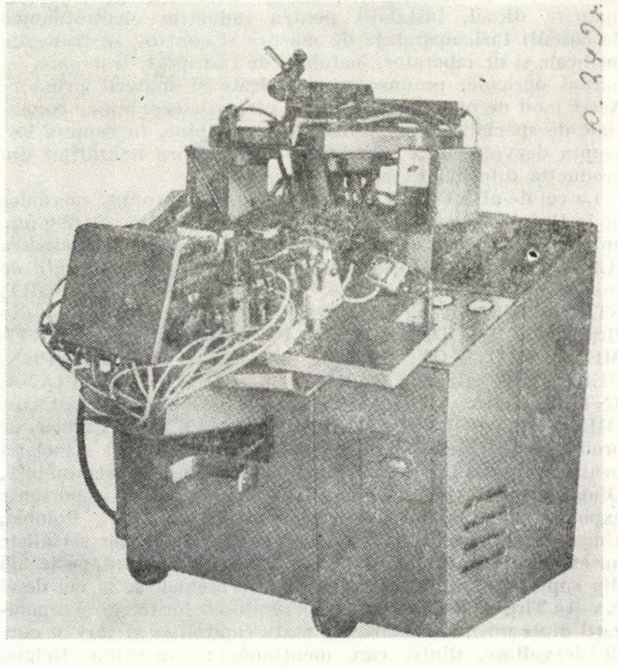


Fig. 4

Bobinatorul automat AUTOSUK se remarcă, în primul rînd, prin înalta sa productivitate. Această maşină este destinată bobinajului firelor de bumbac, lînă, firelor sintetice şi celulozei, precum şi firelor mixte pe bobine încrucişate la o viteză de bobinare pînă la 1 200 m/min.

De o deosebită atenţie s-a bucurat noul produs – staţia de reglare pentru gaze – prezentat de întreprinderea INTERSIGMA. Aceste staţii sînt destinate debitelor mici şi mijlocii pentru gaze, echipate cu aparate complete de reglare, de siguranţă şi măsură, plasate în dulapul de oţel care corespunde celor mai exigente cerinţe de siguranţă a muncii, astfel încît pot fi utilizate fără nici un fel de deservire. Folosirea lor este recomandabilă în special acolo unde cheltuielile de investiţii şi proiectare sînt mari şi folosirea unei asemenea staţii simplifică mult construcţia instalaţiilor de gaze. Fabricarea acestor staţii de reglare tip dulap se face în cadrul întreprinderii SEVEROCESKA ARMATURKA (fabrica de armături din Boemia de nord). Această întreprindere, precum şi alte fabrici specializate, ce au o tradiţie în producerea regulatoarelor, închizătoarelor, ventilelor şi filtrelor pentru instalaţiile de gaz, şi-au îmbogăţit programul de producţie cu unele tipuri de asemenea staţii. Această staţie este livrată în diferite execuţii pentru gaz cu randamente de 200, 800, 1 000, 1 200 şi 3 000 Nm³/h. Staţiile sînt echipate cu regulatoare precise, sînt plasate într-un şir sau în două, pot fi încălzite cu ajutorul agregatului de gaz sau prin preîncălzirea gazului, care se face cu ajutorul unei rezistenţe electrice cu reglare automată a temperaturii. Potrivit necesităţilor, aceste staţii pot fi echipate cu o comandă programată pentru schimbarea presiunii la ieşire. Funcţionarea acestei staţii este foarte precisă.

Această staţie de reglare este destinată unui debit de 1 200 Nm³/h, presiunea maximă la intrare 25 kg/cm², presiunea la ieşire 200 mm coloană de apă, are 2 şiruri şi un aparat de măsură pentru gaz, plasat la fiecare şir.

În ce priveşte manifestările tehnico-ştiinţifice, şi de această dată au fost organizate o serie de acţiuni importante din care menţionăm cele două simpozioane internaţionale avînd ca teme chimizarea în industria încălţămintei şi a pielăriei şi despre prelucrarea termică a metalelor.

De asemenea a avut loc o întîlnire a redactorilor presei tehnice internaţionale, precum şi 11 zile de branşă ale unor firme cu proiectări de filme, vizite tematice, conferinţe ale expozanţilor etc.

În ansamblu, şi de această dată Tîrgul internaţional de la BRNO a constituit un bogat schimb de experienţă pe linia progresului tehnic, contribuind la intensificarea schimbului şi cooperării între statele participante.

ing. *M. Dumitriu*

Noutăţi în domeniul construcţiilor de maşini prezentate la Tîrgul Internaţional de la Brno de către STROJIMPORT

A devenit o tradiţie ca în fiecare toamnă să se întrunească la Brno reprezentanţii industriei construcţiilor mecanice din lumea întreagă, pentru a expune cele mai noi succese dobîndite în acest domeniu. Cu acest prilej ţara gazdă prezintă o însemnată şi variată gamă de produse, prin organismele ei de comerţ exterior.

Unul dintre cei mai de seamă participanţi la această întrunire internaţională este STROJIMPORT, societate care reprezintă una dintre cele mai mari firme de acest gen din lume. Profilată pe exportul şi importul de maşini-unelte pentru aşchierea metalelor, utilaje pentru forje şi prese, scule, aparate şi instrumente de măsură, maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului şi a sticlei, utilaje pentru finisarea suprafeţelor, precum şi utilaje complexe pentru construcţii capitale, firma a fost prezentă la Tîrg cu produse noi din toate aceste domenii.

În acest an STROJIMPORT a ocupat, ca expozant, o suprafaţă de 3200 mp pe care au fost expuse 68 de exponate reprezentînd maşini-unelte de diferite tipuri, o gamă largă de utilaje, colecţii de scule de precizie şi instrumente de măsură, dintre care 40 sînt maşini de concepţie nouă sau de construcţie perfecţionată, rod al colaborării dintre cele mai avansate întreprinderi cehoslovace, reunite în trusturi ca TST, ŠKODA, CKD Blansko etc., şi purtînd mărcile unor renumite uzine ca ZDAS, KOVOFINIS, TOS, MAS, ŠMERAL, ŠOMET, NAREKS şi altele.

Atenţia specialiştilor a fost captată în mod deosebit de expoziţia de maşini-unelte pentru aşchierea metalelor, fabricate de întreprinderea cehoslovacă TOS KURJIM. Vom descrie, în cele ce urmează, cîteva dintre exponatele cele mai noi sau cu perfecţionări avansate ale acestei întreprinderi.

Linia automată pentru prelucrări : TOS 022

Acest produs nou al fabricii TOS Kurjim — linie automată pentru prelucrări, tip TOS 022 — constituie, prin dimensiunile, productivitatea şi gradul înalt de automatizare pe care le posedă, una dintre cele mai noi realizări de acest gen a tehnicii mondiale. Agregatul poate prelucra, prin reglare, trei dimensiuni de corpuri de pompă pentru injectat combustibil pentru motoarele cu : 6, 8 şi 12 cilindri.

Linia automată propriu-zisă se împarte în 4 părţi (secţii) funcţie de poziţia semifabricatului şi de dispunerea orizontală de proiecţie a liniei.

În secţiile 1 — 3 ale liniei se execută operaţiile de frezare, găurire, filetare, perforare, strunjire şi presare la bucşa corpului pompei de combustibil. Cea de-a 4-a secţie a liniei este destinată prelucrării, finale ; aici se execută operaţiile finale de frezare, strunjiri interioare fine, filetare şi şlefuire.

Ca principale date tehnice se pot menţiona : numărul de staţii — 51 ; numărul de subansamble — 111 ; numărul de axe — 496 ; numărul referinţelor de control — 49 ; semifabricatul — corpul pompei de combustibil ; materialul — aliaj de aluminiu ; numărul de bunkere — 4 ; capacitatea bunkerelor — 36 bucăţi ; deservire — 2 muncitori, 2 reglori ; tactul liniei — 80 s ; productivitatea — 36 buc./oră la o utilizare de 80 % ; puterea instalată a liniei — 1300 kW ; greutatea liniei — 690000 kg.

După cum reiese din datele tehnice, această linie automată, deşi destul de masivă, necesită pentru funcţionare, doar 2 muncitori şi alţi 2 pentru reglare. Este un agregat cu o bună productivitate, cu o înaltă precizie de prelucrare care, în cadrul competiţiei de medaliere de la Tîrg a primit Medalia de Aur pentru toate calităţile ei, precum şi pentru nivelul tehnic avansat al concepţiei.

Linie complexă de maşini-unelte — IVU 400 — O altă noutate prezentată de STROJIMPORT la Tîrg este linia integrată IVU—400, un agregat complex bazat pe un sistem universal de soluţionare a prelucrărilor, capabil să prelucreze o vastă gamă de piese nerotative, în loturi mici. Acest sistem posedă o serie de caracteristici ca : principiul de funcţionare individuală a sculelor ; un grad înalt de automatizare a procesului de prelucrare ; un sistem semiautomat de manipulare şi transport pentru loturile de piese de prelucrat, pe tehnologii separate ; un sistem special de pregătire a dispozitivelor şi sculelor de lucru ; posibilitatea de a conduce procesul de funcţionare cu ajutorul unei maşini de calculat cu gabarit redus.

Partea principală a sistemului integrat este grupa centrelor de prelucrare cu posibilitatea de a schimba automat scule de lucru.

Avantajele acestor automate de înaltă productivitate sînt următoarele : posibilitatea de a se lucra concomitent la mai multe maşini-unelte ; schimbarea automată a sculelor reglate anterior ; reducerea substanţială a preţului de cost pe faze operaţionale ; creşterea gradului de protecţie a muncii ; o solicitare redusă a personalului, din punct de vedere fizic şi psihic.

Gradul înalt de prelucrabilitate şi caracterul universal al utilajelor productive conferă posibilitatea de a se prelucra cîteva sute de tipuri de piese nerotative în decursul unui singur an. Capacitatea productivă totală pe un an este de circa 30—40 mii de piese, în loturi productive de 10—100 bucăţi.

Pe lîngă o grupă de nouă centre de prelucrare conjugată alcătuite în majoritate din maşini-unelte tip FQH 50 (fig. 1), produse ale întreprinderii cehoslovace ZPS Gotwaldov, în componenţa părţii funcţionale a liniei mai intră încă 7 maşini-unelte de concepţie normală (maşina orizontală de alezat, maşini de frezat, maşina de găurit, maşina de rectificat). Gradul înalt de eficienţă tehnică al centrelor de prelucrare conjugată şi al celorlalte maşini-unelte este asigurat şi de sectoarele funcţionale auxiliare, precum şi de echiparea cu tehnică din cea mai modernă a liniei. În acest echipament se includ : centrul de programare (compus dintr-un mic calculator automat — auxiliar, pentru programare şi un dispozitiv de înregistrare pe bandă perforată) ; centrul de prereglare a sculelor (constînd din dispozitive optice de reglare) ; sectorul de control tehnic (o maşină de măsurat prin coordonate cu indicarea numerică a situaţiei) ; centrul de dispecerizare (procesograf) ; deservirea tehnică a sistemelor de maşini-unelte şi electronice (cuplat la oscilograf).

Eficienţa economică realizată prin prelucrări pe IVU 400 depinde în mare măsură, de complexitatea piesei de prelucrat, fiind cu atît mai mare cu cît piesa este mai complexă. Prin introducerea în lucru a unui sortiment variat de produse, printre care şi cele simple, se obţine pe IVU400 următoarea eficienţă economică : scurtarea duratei ciclului de producţie cu 50 % ; creşterea productivităţii muncii cu 40 % ; reducerea consumurilor de dispozitive şi scule speciale cu 70 %. Cel mai mare avantaj, prin folosirea liniei IVU 400 îl reprezintă însă economia de forţă umană şi obţinerea unei calităţi superioare în condiţiile produselor de serie mică.

Încă o noutate prezentată la Tîrgul din acest an este centrul de prelucrare conjugată MS/800, ale cărui subansamble separate pot fi combinate de aşa manieră, încît prin parametrii, echipamentele şi gradul de automatizare pe care le posedă pot satisface condiţiile specifice impuse de diferite moduri de prelucrare. Această linie-agregat poate executa toate tipurile de operaţii de prelucrare ca : găurire, ascuţire, frezare, alezare, tăierea filetului etc. Principiul nou de fixare a sculei în capul cilindric al arborelui, soluţionarea complet avansată a înmagazinării dispozitivelor pentru scule, posibilitatea de conjugare a mai multor centre într-un singur compartiment de producţie integrat sînt particularităţi deosebite datorită cărora această linie de prelucrare conjugată se situează la un nivel superior faţă de alte linii de concepţie obişnuită.

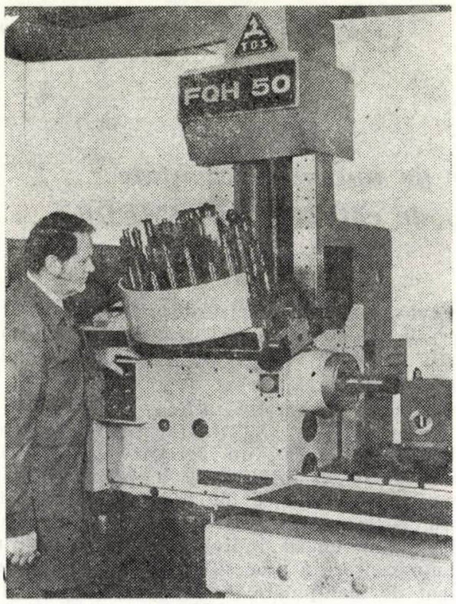


Fig. 1

În domeniul operaţiilor de frezare, TOS Kurjim a prezentat o maşină-unealtă de frezat cu masă şi cap-revolver FC50P, dotată cu un sistem de comandă numerică, de concepţie cehoslovacă, PPS40. Partea constructivă a maşinii se caracterizează prin aplicarea unei mese în cruce şi a capului-revolver care se deplasează în înălţime. Sistemul de comandă numerică permite comanda tuturor funcţiilor maşinii după un ciclu automat şi cu schimbarea automată a sculelor, cu ajutorul capului revolver. Beneficiarii acestor tipuri de maşini apreciază foarte mult faptul că timpii auxiliari sînt reduşi la maximum, că dau un procent foarte mic de rebuturi şi oferă posibilitatea ca un singur muncitor să deservească mai multe maşini în acelaşi timp. Programul maşinii se înscrie pe bandă. Suprafaţa activă a maşinii este de 500 × 2000 mm, iar capul revolver al ei are 6 axe funcţionale.

În cadrul expoziţiei destinată producătorilor de maşini pentru prelucrarea suprafeţelor, Strojimport a fost prezent cu produse ale întreprinderii ,,KOVOFINIS''. Exponatul principal l-a constituit partea principală a liniilor pentru metalizare, tip MRS, cu comandă numerică. Aceste linii se livrează în diferite variante funcţionale şi sînt cele mai noi utilaje din dotarea secţiilor moderne de galvanizare.

Liniile automate MRS constau din următoarele părţi principale : sistemele de comandă numerică, sistemele transportoare, utilajele-baie şi accesoriile. Ele prezintă o serie de avantaje, printre care se pot număra : codificarea comenzii deplasării cîrligului cu piese (acest cod determină distanţa de deplasare a cîrligului cu piese, precum şi efectuarea concomitentă a altor operaţii, inclusiv comanda celorlalte funcţii ale liniei) ; echiparea sistemului de comandă cu circuite logice care efectuează într-o secundă diagnosticarea situaţiei şi determină deplasarea ulterioară a cîrligului, ţinînd seamă de funcţia tehnologică a ei, de asemenea determină posibilităţile de transport şi uzinare.

Sistemul de comandă numerică este echipat cu un dispozitiv de control şi cu unul de decodificare care controlează funcţionarea întregii linii şi care, cu ajutorul unor circuite de blocare preîntîmpină posibilitatea de transmisie greşită a cîrligului cu piese la locul de efectuare a operaţiei prin blocare, ceea ce asigură o siguranţă maximă în exploatarea liniei şi posibilitatea de a se înlătura rapid eventualele dereglări. Sistemul conţine numai trei blocuri, care pot fi înlocuite cu uşurinţă atunci cînd se defectează. După înlocuirea blocului defectat toate funcţiile liniei se restabilesc într-o fracţiune de secundă O altă parte importantă a liniei, de care depinde fiabilitatea ei, este sistemul de transport. La această linie se folosesc transportoare de tip nou CHARON — 1, care au fost supuse, în prealabil, unor minuţioase încercări şi au dovedit înalte calităţi de exploatare (fig. 2).

Concepţia unor asemenea linii prezintă avantaje ca :

1. Universalitatea de utilizare (adică, atît pentru metalizarea pieselor aşezate bucăţi în cîrlige, cît şi pentru metalizarea în masă, în tambure) ;

— pentru tambure şi cîrlige cu greutatea pînă la 400 kg ;

— pentru băi de tip standardizat de orice dimensiuni din suita : lungimea 500 — 1200 mm ; lăţimea 1500 — 3000 mm ; adîncimea — 1000 m ;

— posibilitatea de a alege sectorul de utilizare.

2. Deplasarea lină, fără oscilaţii a cîrligelor şi tamburilor şi posibilitatea de a stabili curentul alternativ cu tensiunea de 3 × 42 V pe linii echipate simultan cu dispozitive de deplasare a barei catodice pînă la o înălţime de 120 mm.

3. Folosirea a două viteze de ridicare şi coborîre a transportorului, ceea ce se obţine prin reducerea forţei de lovire la pornire şi oprire.

4. O construcţie suficient de rigidă cu greutate minimă, care asigură precizia de încărcare a cîrligelor şi tamburelor.

5. Suprafaţă productivă minimă pentru utilizare.

Instalaţia de baie, care, de fapt, constituie partea principală a liniei, constă din băi de concepţie nouă, incluzînd instalaţiile de încălzire cu abur şi electrice, instalaţiile de răcire, rame de ventilare şi pulverizare din materiale plastice cu posibilităţi de protecţie anticorosivă. Pentru procesele electrochimice sînt folosite construcţii noi, sub formă de tambure în lanţ, care asigură o mare viteză de decantare electrolitică.

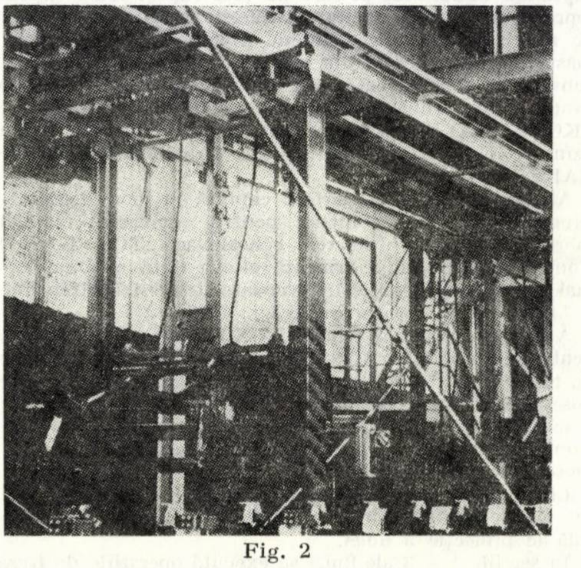


Fig. 2

Întreaga linie automată MRS pentru metalizare reprezintă o instalaţie record, atît din punctul de vedere al caracteristicilor de exploatare, cît şi al parametrilor săi, fiind una dintre cele mai avansate soluţii în raţionalizarea procesului de metalizare.

Acestea sînt doar cîteva dintre produsele prezentate de STROJIMPORT la cea de-a XV-a ediţie a Tîrgului de construcţii mecanice de la Brno, ele făcînd totodată parte din programul de export, în plină dezvoltare, al industriei producătoare de maşini-unelte din Republica Socialistă Cehoslovacă.

Greta Andrei

Adunarea generală C.I.R.P.

În perioada 27 aug. — 2 sept. a.c., a avut loc la Bled (Jugoslavia) a 23-a Adunare generală a membrilor C.I.R.P. (Institutul Internaţional pentru cercetări ştiinţifice în construcţii de maşini).

La deschiderea Adunării generale a avut loc o masă rotundă în cadrul căreia prof. F. Koenigsberger (Anglia) a prezentat conferinţa intitulată : ,,Factorii umani în producţia inginerească în legătură cu educaţia şi pregătirea profesională".

Lucrările sesiunii de comunicări ştiinţifice s-au desfăşurat pe opt secţii, şi anume : 1) secţia ,,Aşchiere" (30 lucrări). 2) secţia ,,Fizică şi prelucrări chimice" (14 lucrări), 3) secţia ,,Deformări plastice" (20 lucrări), 4) secţia ,,Procese abrazive" (12 lucrări), 5) secţia ,,Maşini-unelte" (16 lucrări), 6) secţia ,,Metrologie-Interschimbabilitate" (7 lucrări), 7) secţia ,,Optimizări" (19 lucrări), 8) secţia ,,Suprafeţe-Rugozităţi" (10 lucrări).

Reprezentanţii Români au prezentat două lucrări ştiinţifice, elaborate în cadrul Laboratorului de maşini-unelte şi scule din Institutul politehnic — Bucureşti, şi anume :

— Contribuţii privind stabilirea experimentată a forţelor de aşchiere la strunjire (conf. St. Enache şi asist. E. Strâjescu).

— Contribuţii privind prelucrarea datelor experimentale la aşchierea metalelor (conf. St. Enache şi asist. D. Catrina).

Printre alte lucrări prezentate, deosebit de interesante au fost următoarele :

— Studiul cîmpului de temperaturi la diferite condiţii de aşchiere cu ajutorul termografului-televizor (G. Spur, R.F. Germania).

— Efectele economice ale variaţiilor durabilităţii sculelor (G.L. Ravignani, Italia).

— Studiul condiţiilor de aşchiere prin analiza spectrală T. Sata şi K. Matsushima, Japonia).

— Arcul de contact dinamic la rectificarea cilindrică (J. Verkerk, Olanda).

— Studiul rigidităţii şi amortizării elementelor de maşini (A.C.H. Van der Wolf, R.F. Germania).

— Fabricaţia de grup (R. Connoly, S.U.A.).

— Metodă fotometrică pentru determinarea geometriei rugozităţii suprafeţelor prelucrate (H. Demmel, R. F. Germania).

În încheierea lucrărilor Adunării generale s-au prezentat trei comunicări magistrale dintre care menţionăm pe cea prezentată de R. Tilsley (Anglia) intitulată ,,Ce s-a făcut în diferite ţări pentru aplicarea în industrie a cunoştinţelor de aşchierea metalelor". Elaborarea acestei lucrări s-a făcut pe baza unei anchete internaţionale la care a participat şi Institutul politehnic din Bucureşti.

Pe baza comunicărilor ştiinţifice prezentate şi a discuţiilor purtare în diferitele întruniri din cadrul celei de a 23-a Adunări generale C.I.R.P. se poate trage concluzia că în majoritatea ţărilor se manifestă următoarele tendinţe de cercetare în domeniul construcţiilor de maşini :

— elucidarea mecanismului formării aşchiei ;

— stabilirea cîmpului de temperaturi şi determinarea temperaturii maxime în sculă şi în piese de prelucrat ;

— stabilirea unor metode rapide pentru determinarea prelucrabilităţii şi a capacităţii de aşchiere a sculelor ;

— intensificarea studiului asupra dinamicii maşinilor-unelte ;

— studiul rigidităţii şi fiabilităţii maşinilor-unelte.

Pentru soluţionarea problemelor sus-menţionate o serie de ţări lucrează prin cooperare, iar cu ocazia Adunării generale C.I.R.P. s-a manifestat dorinţa ca această cooperare să fie mult lărgită.

◆

MATERIALE DOCUMENTARE

Recenzii

AUREL IANCU — **,,Eficienţa economică maximă",** Bucureşti, Editura politică, 1972

Lucrarea apărută în colecţia ,,Creşterea economică" se referă la metode de modelare.

Capitolul I, intitulat ,,Eficienţa economică maximă ; concept şi criterii de optimizare" se referă la definirea eficienţei economiei, folosirea resurselor şi criteriilor de determinare a optimului economic.

Capitolul II, intitulat ,,Consum, producţie, optimizarea lor" se ocupă de studiul optimizării structurii consumului de oferte şi relaţii cu cererea de pe piaţă ; în continuare autorul se ocupă de studiul optimizării producţiei prin determinarea funcţiilor de producţie ; interdependenţa optimului producţiei şi al consumului.

Capitolul III : ,,Analiza eficienţei producţiei ţinînd seamă de relaţiile interramuri", se ocupă pe larg de modelul clasic simplificat al relaţiilor interramuri, folosit la determinarea efectelor şi consumurilor propagate şi complete, de studiul căilor de indicare a eficienţei producţiei sociale prin analiza input-output.

Capitolul IV intitulat ,,Analiza eficienţei maxime de dezvoltare a întreprinderilor şi ramurilor" ocupă un loc central în lucrare, cuprinzînd aspecte ale complexităţii problemelor ce se ridică şi limitele metodelor tradiţionale de analiză şi calcul atît la nivelul întreprinderii cît şi la nivelul ramurii ; alegerea variantei optime de dezvoltare cu ajutorul programării liniare ; lărgirea orizontului de formalizare a metodelor de analiză a eficienţei investiţiilor etc.

Capitolul V. ,,Modelarea preţurilor" îşi propune clarificarea unor probleme de determinare a cheltuielilor totale de muncă prin evaluarea cheltuielilor directe, indirecte şi complete, cheltuielile complete de salarii ; diferite tipuri de preţ (preţ-valoare, preţ de costuri sau valoare medie, preţ de producţie, preţ cu dublă repartiţie sau cu două canale etc.).

Capitolul susmenţionat cuprinde şi o anexă care se referă la utilizarea analizei input-output în planificarea unor influenţe în domeniul preţurilor prin care se determină influenţa modificării salariilor şi venitului net asupra preţurilor, influenţa modificării unui preţ asupra preţurilor celorlalte produse în condiţiile cînd salariile şi venitul net formează o mărime comună etc.

Ultimul capitol intitulat ,,Previziune, creştere şi eficienţă economică", se referă la previzionarea economică, scopurile fundamentale ale politicii economice de lungă perspectivă, creşterea economică şi alegerea programelor optime.

Lucrarea este însoţită de lista bibliografică folosită de autor.

Amalia Lazarovici

V. ROMAN — **Eseuri despre evoluţia ştiinţifică şi tehnică.** Editura politică — Bucureşti

Lucrare de amploare cuprinzînd concepte, ipoteze, controverse, tendinţe şi opţiuni cu privire la revoluţia ştiinţifică şi tehnică contemporană. Cuprinzînd 11 capitole, primele 5 capitole ocupîndu-se de esenţa revoluţiei tehnico-ştiinţifice.

Capitolul I — ,,Ştiinţele contemporane ale naturii-factor puternic al progresului" se ocupă de rolul fizicii în dezvoltarea ştiinţei şi societăţii, cît şi despre relaţia dintre om şi maşina cibernetică.

Capitolul II — ,,Ştiinţa-forţă revoluţionară'' se ocupă mai pe larg de condiţiile transformării ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie şi influenţe asupra dezvoltării societăţii omeneşti.

Capitolul III — ,,Despre revoluţia în ştiinţă şi tehnică'' cuprinzînd o privire retrospectivă a relaţiei — revoluţie socială — revoluţia tehnico-ştiinţifică, autorul se opreşte în special asupra actualei revoluţii ştiinţifice tehnice cu implicaţiile sociale şi umane, rolul intelectualităţii în societatea contemporană.

Capitolul IV — ,,Despre necesitatea instituţionalizării cercetărilor ştiinţifice'' şi capitolul V — ,,Organizarea socială a activităţii ştiinţifice. Probleme ale ştiinţei conducerii şi ale cercetării prospective'' care se ocupă de dialectica progresului tehnico-ştiinţific, productivitatea muncii de cercetare ştiinţifică şi despre ştiinţa viitorului, alcătuiesc capitolul VI.

Capitolul VII — ,,Ideea progresului ştiinţific şi tehnic în gîndirea lui Marx şi contemporaneităţii'', capitolul VIII — ,,Pentru o teorie ştiinţifică (marxistă) şi revoluţia ştiinţifică şi tehnică'', cum şi capitolul IX — ,,Importanţa stabilirii unei terminologii ştiinţifice'', atrag atenţia asupra preocupărilor lui Marx în domeniul progresului ştiinţific şi tehnic şi legităţilor acestora şi se ocupă, în continuare, de teoria revoluţiei ştiinţifice şi tehnice ca o reflectare a procesului obiectiv al dezvoltării lumii contemporane. Se subliniază rolul unei terminologii precise care să reflecte toate acestea.

Capitolul X — ,,Ştiinţa — diavol sau demiurg'' are în vedere tratarea ştiinţei ca un factor pozitiv al evoluţiei sociale, scoţînd în evidenţă influenţa relaţiilor sociale de producţie şi a contradicţiilor ce se manifestă în condiţiile capitalismului contemporan.

Ultimul capitol intitulat ,,Orizonturi, tendinţe şi opţiuni'' se ocupă de rolul ştiinţei în dezvoltarea ţării noastre, cum şi de aspectele deosebit de însemnate cu privire la corelaţiile, priorităţile şi opţiunile în relaţia ştiinţă-tehnică-producţie. Lucrarea cuprinde în anexă bibliografia consultată şi indice de nume.

Amalia Lazarovici

K. MOSZYNSKI : **Metode numerice de rezolvare a ecuaţiilor diferenţiale ordinare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1973, p. 159.

Iniţiată în 1971 de către Editura tehnică, seria ,,Matematici moderne aplicate'' a ajuns, prin lucrarea pe care o prezentăm, la cel de-al 7-lea titlu.

Lucrarea de faţă este destinată tuturor celor care se ocupă de calcule tehnico-ştiinţifice, conţinînd cele mai importante metode numerice folosite în domeniul disciplinelor clasice ale teoriei ecuaţiilor diferenţial ordinare.

Autorul a urmărit, prin cartea sa, să familiarizeze pe cititori cu algoritmii existenţi, cu teoria lor şi cu mecanismul de operare ; în acelaşi timp însă autorul a căutat să indice posibilităţile de creare a unor noi metode numerice, folosind metode matematice diferite.

Algoritmii descrişi în lucrare au fost, în mare parte, folosiţi de autor, iar unele metode sînt însoţite de scheme logice pentru a spori claritatea lucrării.

După o introducere, care prezintă succint noţiunile de bază din analiza funcţională (spaţiul liniar, spaţiul normat, spaţiul Banach ş.a.), precum şi rezolvarea ecuaţiilor în spaţiul Banach (metoda iteraţiei simple şi metoda lui Newton), lucrarea conţine trei capitole în care se abordează diferite probleme privind rezolvarea prin metode numerice a ecuaţiilor diferenţiale liniare. Astfel un prim capitol este destinat tratării problemelor cu condiţii iniţiale, prezentîndu-se atît unele metode clasice de rezolvare, cît şi metodele mai puţin cunoscute.

Problemele la limită sînt tratate pe larg în cadrul unui capitol aparte, prezentîndu-se atît problemele la limită liniare (metoda ortogonalizării, aplicarea diferenţelor finite, ş.a.), cît şi cele neliniare (metode iterative în spaţiul R^m, metoda lui Newton în spaţiul funcţional ş.a.).

Ultimul capitol al lucrării tratează problema valorilor proprii şi a funcţiilor proprii. Cea mai mare parte a acestui capitol este destinată metodelor numerice pentru probleme cu valori proprii fără puncte singulare, fiind tratate, printre altele, metoda exponenţială şi metoda lui Newton, precum şi o metodă mai puţin cunoscută, aceea a lui Lantoş.

Desigur, volumul relativ redus al lucrării nu a permis să fie citate toate teoremele şi demonstraţiile lor. Autorul s-a străduit — la selectarea materialului. În schimb, au fost prezentate, cu lux de amănunte acele teoreme care se referă la metode relativ noi sau mai puţin accesibile în literatură. În orice caz, atunci cînd demonstraţiile au fost omise, cititorul este trimis la bibliografie.

Prin conţinutul ei valoros, precum şi datorită modului inteligent şi inteligibil de prezentare a unor idei originale deosebit de utile, cartea recenzată poate fi folositoare tuturor celor care utilizează calculatoare : ingineri, matematicieni, cercetători, studenţi.

ing. *M. Mendelovici*

TEZE DE DOCTORAT

Teze de doctorat susţinute în semestrul 1/1973

1. *Ioan Bejan* — I. P. ,,Traian Vuia'' Timişoara, facultatea de mecanică : ,,Contribuţii la studiul transferului de căldură la ţevi cu aripioare interioare''.
2. *Ioana Groza* — I. P. Bucureşti — Facultatea de metalurgie : ,,Contribuţii la studiul transformărilor în cursul deformărilor plastice la rece a alamelor şi alamelor aliate''.
3. *Radu Haret* — I. P. Bucureşti : ,,Influenţa vibraţiilor asupra transformărilor'' SOL-GEL la argile tixotrope''.
4. *George Ion Ionescu* — I. P. Bucureşti ,,Contribuţii la studiul aplicaţiilor radiometrice ale radiaţiilor nucleare''.
5. *Constantin St. Ionescu* — I. P. Bucureşti — Facultatea de metalurgie : ,,Contribuţii la studiul factorilor care determină creşterea valorilor unor caracteristici mecanice prin tratament termomecanic''.
6. *Ionescu Bălceşti Maria Irinel* — I. P. Bucureşti — Facultatea de chimie industrială : ,,Modelarea matematică pentru optimizarea unei instalaţii de rectificare pentru separarea amestecurilor multicomponente''.
7. *Constantin Ispas* — I. P. Bucureşti : ,,Cercetări teoretice şi experimentale asupra fenomenelor de instabilitate dinamică la maşinile de rectificat''.
8. *Andrei Manole* — I. P. Bucureşti : Facultatea de mecanică : ,,Contribuţii la studiul fenomenelor dinamice din instalaţia de injecţie''.
9. *Vasile Moraru* — I. P. Bucureşti : ,,Contribuţii privind influenţa erorilor de danturare ale angrenajelor lanţului cinematic de rulare asupra dinamicii generării profilelor evolventice''.
10. *Traian Raica* — I.P. Timişoara : Facultatea de mecanică : ,,Contribuţii la studiul posibilităţilor de ardere a combustibililor grei indigeni în motorul D — 103''.
11. *Ioan-Gheorghe Sandu* — I. P. Bucureşti : Facultatea C.M. : ,,Contribuţii la teoria generării cinematice a suprafeţelor evolventice prin frezare cu freza-melc''.
12. *Nicolae Stoica* — I. P. Bucureşti — Facultatea de mecanică : ,,Contribuţie la studiul influenţelor formei camerei de ardere asupra procesului de ardere la motoare cu aprindere prin scînteie''.
13. *Dumitru Tudor* — I. P. Bucureşti — Facultatea de mecanică : ,,Contribuţii la studiul cinematic, uzura şi încercarea roţilor dinţate cu profil în evolventa şi modul m < 1 mm''.
14. *Constantin Verlan* — I. P. Bucureşti : ,,Contribuţii la studiul fenomenelor de ardere detonante în motoarele cu ardere internă''.

* * *

E3279

SUMAR ANUAL PE PROBLEME

Anul 25, 1973

EDITORIALE

Ivanov Petar: Direcţiile principale în dezvoltarea construcţiilor de maşini din Bulgaria, nr. 5, p. 273.

* * *: Întîmpinăm cea de-a 29-a aniversare a zilei de 23 August cu noi performanţe în constucţia de maşini, nr. 8/73 p. 453.

Ksiazek, T.: Presa tehnică poloneză, nr. 9, p. 519.

* * *: Industria construcţiilor de maşini în preajma celei de-a XXVI-a aniversări a proclamării Republicii nr. 12/73 p. 707.

CONSTRUCŢIE – CERCETARE – ÎNCERCĂRI

Darabont, A., Văiteanu, D.: Utilizarea teoriei distribuţiilor în dinamica transmisiilor prin lanţuri articulate cu zale, nr. 1, p. 5.

Minciu, C.: Contribuţii la calculul dinamic al arborelui principal de la maşinile de frezat roţi dinţate cu freza-melc, nr. 1, p. 17.

Popescu, O.: Consideraţii asupra utilizării instalaţiilor cu laser interferometric la controlul lungimilor, nr. 1, p. 33.

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R., Miloiu Gh.: Consideraţii asupra determinării rezistenţei la pitting a flancurilor dinţilor angrenajelor cilindrice prin testul FZG, nr. 1, p. 38.

Soare, M., Marnicaş, D., Murad, E.: Funcţionarea transformatoarelor mecanice de cuplu în trepte, în regim tranzitoriu, nr. 1, p. 43.

Enache, St. şi *Dragu, D.*: Rigla ABACA T.A.R. (toleranţă — ajustaj — rugozitate) pentru stabilirea rugozităţii în funcţie de precizia dimensională, nr. 2, p. 70.

Gheghea, I., Dorin, Al.: Calculul analitic al debitului şi al pulsaţiei acestuia la pompele cu roţi dinţate, nr. 2, p. 74.

Palade, D., Ghiorghiu, M.: Elemente de calcul utilizate în construcţia termomanometrelor, nr. 2, p. 79.

Pană, S. Gh.: Unele consideraţii teoretice privind îmbunătăţirea parametrilor funcţionali ai meselor vibrante cu amortizor (PG. 1) nr. 2, p. 82.

Pop, M., Tardoş, G.: Metoda de verificare a tamburilor şi colectoarelor cazanelor cu abur la deformaţii plastice, nr. 2, p. 86.

Silianu, E.: Asupra mecanismului cu manivelă şi bielă-cremalieră, nr. 2, 89.

Tecusan, N.: Unele particularităţi privind exploatarea tractorului pe şenile la deplasarea după curbele de nivel, nr. 2, p. 97.

Tiru, E., Oancea, N.: Scule pentru prelucrarea prin rulare a canelurilor cu flancuri neparalele, nr. 2, p. 103.

Caramavru, N., Pehlivanian, B., Caramavru, Fl.: Caracteristicile hidraulice ale pulverizatorului folosit la motorul D—103 în condiţiile funcţionării cu motorină şi combustibil uşor, nr. 3, p. 129.

Ciurea, E. O.: Metodă interativă şi matriceală pentru calculul ramei şasiului la calculatorul electronic, nr. 3, p. 133.

Constantinescu, N. I.: Asupra unor cauze care produc ruperea lanţului la transportoare cu raclete, nr. 3, p. 138.

Florea, C.: Metodă analitică de calcul al diagramelor de viteze ale preselor de fricţiune, nr. 3, p. 142.

Macovei, A.: Criterii de similitudine la maşini de spălat şi transportat pămînt, rezultate din aplicarea unor metode ale analizei dimensionale, nr. 3, p. 159.

Moraru, V.: Erorile lanţurilor cinematice, generatoare complexe, nr. 3, p. 162.

Segal, H., Sîrbu, Gr., Dumbravă, M.: Forţele dinamice produse într-un pod rulant la frînarea mecanismului de ridicare, nr. 3, p. 173.

Stoicescu, A.: Influenţa parametrilor constructivi ai automobilului asupra stabilităţii sale la frînare, nr. 3, p. 181.

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: Particularităţi ale funcţionării motorului cu aprindere prin scînteie alimentat cu amestecuri sărace prin injecţie directă a benzinei în camera de ardere, nr. 3, p. 186.

Benche, V.: Contribuţii la definirea şi aprecierea comparativă a servomecanismelor hidraulice de direcţie, nr. 4, p. 193.

Bublic, Al., Topal, D.: Elevatoare vibrante, nr. 4, p. 196.

Coşereanu, I., Deutsch, I., Neamţu, T., Sperchez, Fl.: Calculul de verificare a rezistenţei unui arbore cotit cu luarea în considerare a jocurilor din lagăre, nr. 4, p. 201.

Sălăgean, Tr., Sarlău, C., Sporea, I.: Influenţa adaosului de oxigen la sudarea în mediu de bioxid de carbon a oţelului slab aliat cu mangan, nr. 4, p. 235.

Stoica, N.: Proiectarea raţională a camerelor de ardere în piston, nr. 4, p. 239.

Sova, N.: Utilizarea diagramei I—X pentru amestecul vapori de benzină-aer în procesul de formare a amestecului carburant la motoare cu aprindere prin scînteie, nr. 4, p. 245.

Toşev, N.: Unele particularităţi privind proiectarea suspensiei combinate cu arc nemetalic suplimentar cu caracteristică neliniară, nr. 4, p. 249.

Voia, I., Cîmpian, V., Zsembinski, S.: Aplicarea hidrodinamicii reţelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice, nr. 4, p. 255.

Pisarov, A., Ivan, P. Hristov: Dinamica tamisorului vibratil de rezonanţă, nr. 5, p. 288.

Doicio, Dimitrov: Metodologie de calcul analitic al parametrului *R* la prelucrarea prin aşchiere cu cuţit, nr. 5, p. 295.

Stefan Stoianov şi *Encio Popov*: Cercetarea interacţiunii mecanice între portperie, perie şi colector la motoarele electrice de tracţiune cu două rotoare pentru electrocare, nr. 5, p. 301.

Vladimir Vasiliev şi *Hristo Iliev*: Distribuirea presiunilor şi deformaţiilor în sistemul de contact cu elasticitate proprie, nr. 5, p. 311.

Bakardjiev, I. V.: Influenţa cromului, nichelului şi cuprului, asupra consistenţei fontei perlitice albastre, nr. 5, p. 317.

Demian Tr.: Influenţa uzurii din lagărele cu suprafeţe sferice asupra erorii fundamentale de indicaţie a aparatelor, nr. 6, p. 339.

Palade, D. şi *Standeisky, J.*: Experimentări privind determinarea unor componente de fiabilitate a manometrelor fabricate în ţară, nr. 6, p. 351.

Wegel, G.: Aprecierea structurii cu ajutorul ultrasunetelor, nr. 6, p. 368.

Bădescu, Gh., Neagu, C., Pavel, M.: Consideraţii teoretice cu privire la generarea unor suprafeţe de rotaţie prin strunjire, nr. 7, p. 393.

Moşu, N., Moaşa, V.: Calculul pulsaţiilor proprii de încovoiere la un arbore cu n volanţi, nr. 7, p. 411.

Alexandru, P., Manolescu, N.: Contribuţii la sinteza cinematică a trapezului de direcţie al autovehiculelor rutiere, nr. 8, p. 459.

Gaiginschi, P., Lăzărescu, E., Simionescu, A., Homutescu, C.A., Bîrjoianu, A.: Cercetări privind influenţa electrizării exterioare a injectorului asupra fineţei pulverizării combustibilului lichid, nr. 8, p. 475.

Sfinţeanu, D.: Metode de determinare a solicitărilor mecanice şi termice în piesele motoarelor Diesel, nr. 8, p. 491.

Pankiewicz, J.: „Profesor Siedlicki" — navă laborator, nr. 9, p. 542.

Golczyk. M.: O nouă metodă de construcţie a refrigerenţilor cu trepte, nr. 9, p. 563.

Lesniak, A.: Progresul tehnic în construcţia mecanică din Polonia, nr. 9, p. 536.

Dumitraş, C., Aelenei, M.: Cercetări privind raza tăişului sculei (R_b) şi uzura de pe suprafaţa de degajare (H_γ) la strunjirea longitudinală, nr. 10, p. 583.

Gheghea, I.: Contribuţii la studiul unui amortizor activ de vibraţii pentru maşini-unelte, nr. 10, p. 591.

Minciu, C., Tătaru, S.: Calculul de proiectare al frezelor frontale cu cuţite demontabile, nr. 10, p. 594.

Neguţ, L.: Consideraţii cu privire la cinematica ridicătorului hidraulic cu prindere în trei puncte cu mecanism de agregare a plugului de tractor, nr. 10, p. 598.

Soare, M., Marincaş, D.: Asupra pornirii agregatului de transport cu dispozitiv de cuplare elasto-amortizor convenţional, nr, 10, p. 608.

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R., Gobjilă, I. : Influența parametrilor funcționali ai sistemului de injecție asupra calității pulverizării combustibilului, în cazul injecției mecanice, nr. 10, p. 619.

Dumitraș, C., Aelenei, M. : Contribuții privind stabilirea funcției AIRY pentru calculul eforturilor unitare normale (σ) și de forfecare (τ), la așchiere, nr. 11, p. 646.

Enache, Șt., Străjescu, E., Tănase, I., Romaniță, M., Aelenei, M. : Studiul uzurii pentru cuțite din oțel rapid și armate prin plăcuțe metalice, nr. 11, p. 652.

Lăzărescu, E., Jeflea, M. : Studiul proceselor oscilatorii și al bulelor de cavitație din echipamentul de injecție al motoarelor diesel pe o mașină analogică, nr. 11, p. 656.

Munteanu, M. : Dinamica mașinilor vibratoare suspendate prin elemente elastice, nr. 11, p. 668.

Voia, I., Vancu, I., Mandl, K., Cîmpian, V. : Contribuții la studiul solicitărilor în camera spirală și capacul turbinelor Francis de înaltă cădere, nr. 11, p 684.

Demian, Tr. și *Tudor, D.* : Influența distribuției erorilor asupra preciziei mecanismelor de amplificare din aparate. nr. 12, p. 718.

Minciu, C. : Cinematica generării roților dințate cilindrice cu dinți înclinați cu profilul corijat, nr. 12, p. 731.

Popopici, P. și *Mușatescu, D.* : Efectul cumulat al solicitărilor variabile și al coroziunii asupra pompelor cu piston, nr. 12, p. 733.

Tauscher, H. și *Fleischer, H.* : Comportarea la schimbarea formei a oțelurilor la solicitări de fluaj la variații continue, nr. 12, p. 784.

TEHNOLOGIE

Gheorghe, C. : Contribuții cu privire la importanța pe care o prezintă structura inițială a oțelurilor supuse călirii superficiale prin C.I.F., nr. 1, p. 9.

Iliescu, C., Boangiu, Gh. : Cercetări privind raza de rotunjire a muchiei plăcii active a matrițelor de ambutisare cu /inel plan de strîngere a semifrabricatului, nr. 1, p, 13.

Popeia, C., Ene, F. D. : Forjarea în matriță pe ciocane de mare viteză, nr. 1, p. 27.

Haener. C., Sudrijan, M. : Avantaje tehnologice și constructive obținute la prelucrarea cu freze-melc avînd diametrul de referință mărit al angrenajelor melcate cu pete de contact localizate, nr. 2, p. 71.

Velicu, S. : Contribuții la determinarea cinematicii mașinilor de șeveruit în funcție de elementele regimului de așchiere, nr. 2, p. 108.

Ivan, N, V. : Calculul regimurilor optime de așchiere prin programare convexă, nr. 3, p. 151.

Lamert, Fr. : Tehnologia refulării cu extruziune inversă pe mașini de forjat orizontale, nr. 3, p. 156.

Palade, D., Frunzetti, D. : Tuburile gofrate, elemente sensibile cu largă utilizare în mecanica fină, nr. 3, p. 165.

Sălăgean, Tr. : Sudarea dintr-o singură parte, nr. 3, p. 170.

Zugravu, C., Croitoru, L. : Decuparea de precizie, nr. 3, p. 177.

Iliescu, C. : Calculul strîngerii combinate a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel, nr. 4, p. 207.

Rațiu, M. : Analiza spectrului solicitărilor din sudurile șasiurilor de burghiuri, nr. 4, p. 231.

Vaida, Al., Velicu, S. : Verificări asupra preciziei cinematice a mașinilor de frezat cu roți dințate, nr. 4, p. 251.

Patarinski, P., Pasov, St. : Rectificare fără centre utilizînd sisteme adaptabile de reglaj, nr. 5, p. 282.

Tvetan Mihailov și *Milko Lesidrenski* : Condiții optimale la alcătuirea sistemelor tehnologice automatizate, nr. 5, p. 291.

Radev, V., Sopolov, N., Kolev, St., Karadimitrov, D. : Procedeu de prelucrare a frezelor-melc cilindrice cu pas variabil și mecanismul de acționare a avansului la mașinile-unelte pentru realizarea procedeului, nr. 5, p. 304.

Hristo Ivanov Marinov : Despre localizarea petei de contact la roțile dințate conice cu dinți circulari, normal micșorate, nr. 5, p. 314.

Ene, D., Varga, T. : Matrițarea conurilor cu dinți pentru sapele de foraj, nr. 6, p. 342.

Matei Lucia : Contribuții la prelucrarea prin procedee mecanico-chimice a pieselor de la pompele de injecție, nr. 6, p. 347.

Sandu, Gh. I. : Considerații în legătură cu generarea cinematică a suprafețelor evolventice drepte, nr. 6, p. 362.

Luța, L. : Procedeu pentru execuția șablonului de copiat came, nr. 7, p. 406.

Nadasi, E. : Pregătirea suprafețelor pentru acoperiri combinate, nr. 7, p. 413.

Verzea D., Elekes, C. : Considerații cu privire la stabilirea dimensiunilor calibrelor pentru filet trapezoidal, nr. 7, p. 427.

Aelenei, M., Vlase, A. : Aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roților dințate cilindrice, nr. 8, p. 455.

Catrina, S., Catrina, D. : Raza de îndoire a semifabricatului la mașinile de roluit tablă sau profile cu trei cilindri, nr. 8, p. 467.

Drăghici, Gh., Ivan, N. V., Stroe-Gurgui, M. : Determinarea abaterilor admisibile de la diametrul semifabricatelor în cazul rulării filetelor metrice, nr. 8, p. 471.

Nagy, A., Szava, T. : Strunjirea pătrată, nr. 8, p. 484.

Catrina, D., Marinescu, V. : Determinarea numerelor de dinți ai roților dințate din angrenajele situate între două axe, nr. 11, p. 643.

Mincă, M. : Studiul interstițiului sculă-piesă în funcție de conductibilitatea electrolitului la prelucrarea electrochimică, nr. 11, p. 665.

Pay, E., Țîț, St. : Cinematica frezării cilindrice drepte cu cuțit zburător, nr. 11. p. 672.

Renert, M., Manolache, Z. : Considerații teoretice asupra rezemării virolei cilindrice în vederea sudării pe generatoare, nr. 11, p. 674.

Pay, E. : Asupra unor experiențe în domeniul prelucrării roților dințate cilindrice cu freză-melc-modul, nr. 12, p. 736.

Roșca I. : Determinarea cîmpului de temperaturi în cazul corpurilor de rotație pentru condiții pe contururi, date, nr. 12, p. 740.

Bărănescu, A. R. : Cu privire la unele metode utilizate pentru a verifica caracteristicile elastice ale segmenților de piston, nr. 12. p. 711.

Dima E. : Compensatoare lenticulare cu sarcină echilibrată, nr. 12, p. 721.

Dobosan, V. : Sudarea oțelurilor în amestec de argon + CO_2. Aplicații în construcția de autocamioane, nr. 12, p. 726.

Minciu, C. : Cinematica generării roților dințate cilindrice cu dinți înclinați cu profilul corijat, nr. 12, p. 731.

ORGANIZAREA ȘI ECONOMIA PRODUCȚIEI

Ciobanu, I. Alex., Rotaru, T.C. : Măsuri pentru prelucrarea automată a unor date, la Uzina de pompe — București, nr. 1, p. 1.

Guran, M. : Aspecte ale utilizării informației în construcția de mașini și aparate, nr. 4, p. 203.

Ivanov, P. : Direcțiile principale în dezvoltarea construcțiilor de mașini din Bulgaria, nr. 5, p. 273.

Stoianov, D. : Aprecierea economică a centralizării interuzinale și specializarea reparațiilor în construcția de mașini, nr. 5, p. 279.

Pridvornic, M. : Unele probleme tehnice și economice ale extinderii tehnologiei de extruziune la rece în ramura construcțiilor de mașini, nr. 6, p. 358.

Clinciu, I. : Optimizarea operațiilor de încărcare-descărcare nr. 7, p. 398.

Dumitrescu, A. : Aprovizionarea tehnico-materială a ramurii construcției de mașini. Model matematic, nr. 7, p. 401.

Vlasie, V., Csizovszky, L. : Curbe atașate unei comenzi în vederea aproximării la contractare a termenilor de livrare, nr. 8, p. 500

Nowakowski, T. : Industria de mașini agricole, nr. 9, p. 558.

Rotaru, C., Ciobanu, Al. : Etape parcurse în activitatea de proiectare a unui sistem de prelucrare automată a datelor, nr. 10, p. 603.

Macovei, A. : Metode de surse în prognozele privind mașinile de săpat și transportat pămînt, nr. 11. p. 661.

PRODUSE ASIMILATE

Opriş, O. : Instalaţii pentru stabilirea sensibilităţii metodelor de determinare a pierderilor prin neetanşeitate, nr. 1, p. 20.

Voicu, V. : Studiul ventilării cabinelor de sablat piese mari, nr. 2, p. 114.

Sontea, S. : Consideraţii privind posibilităţile de utilizare a aliajelor cupru-nichel în industrie, nr. 4, p. 242.

Stoica, N. : Camere de ardere în piston pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, româneşti?, nr. 7, p, 423.

Herşcovici, P. : Aspecte noi în domeniul fabricaţiei plăcuţelor aşchietoare, nr. 8, p. 480.

Czaja, J. : Sape cu trei conuri, poloneze, pe şantierele de foraj din Siria şi Bulgaria, nr. 9, p.

Lesniak. W. : Maşina Polski Fiat 126 P, nr. 9, p.

Chodnikiewicz. K., Wisniewski, M. : Maşini-transfer Hydomat, nr. 9. p. 533.

Oniszk, W, Cholewinski, S. : Pompe pentru industria zahărului şi pentru centralele de forţă şi termice, nr. 9, p. 539.

* * *: Noua variantă constructivă a ascensorului pentru sarcini grele ZREMB tip Gniezno—1510, nr. 9, p. 544.

Ogrodonski, H. : Maşini-unelte cu comandă numerică, nr. 9, p. 545.

Dzieduszycka, I. : Industria de maşini agricole, nr. 9, p. 560.

Chiczewski, S. : Rulmenţii FLT în maşinile şi instalaţiile moderne nr. 9. p. 565.

Gotz, R., Kopoczynski, M., Osuch, W. : Motoare principale şi auxiliare pentru propulsie marină, nr. 9, p. 548.

Gheorghe, C. : Oţeluri pentru călirea superficială prin inducţie, nr. 11, p. 649.

Schneider, H. : Comanda prin calculatoare a maşinilor-unelte, nr. 12 p. 742.

ÎNTREŢINEREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR ŞI A INSTALAŢIILOR

Palade, D., Ghiorghiu, M. : Elemente termosensibile cu fluid, nr. 1, p. 23.

Moise, I. : Pierderi de presiune locale în sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte, nr. 4, p. 210.

Piţulescu, Gh., Ojovan, M. : Mărirea duratei de exploatare a barelor de torsiune pentru suspensia autovehiculelor de mică capacitate, nr. 4, p. 219.

Stefan, Venkov : Construcţia şi caracteristicile statice ale unui aparat pentru protecţia conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice, nr. 5, p. 322.

Darabont, A. V., Văiteanu, D. : Combaterea zgomotului şi a vibraţiilor la maşini-unelte, nr. 6, p. 335.

Aelenei, M. : Erori limită în reglarea lanţului cinematic de filtrare la maşinile de frezat roţi dinţate cu freză-melc, nr. 7, p. 391.

Tărăboi, V. : Asupra oscilaţiilor transversale la cablurile purtătoare ale macaralelor funicular, nr. 8, p. 495.

Kobylanski, K. : Tractoarele agricole în Polonia, nr. 9, p. 523.

Pawlowski, W. : Maşini pentru terasamente, nr. 9, p. 526.

Iwanejko, L. : Probele rulmenţilor tip 2 RS la Intręprinderile FLT, nr. 9, p. 555.

Bretan, D., Picu, M. : Asupra închiderii aparatelor directoare cilindrice utilizate în construcţia de turbine hidraulice, nr. 10, p. 538.

Tărăboi, V. : Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare prin metode energetice şi variaţionale, nr. 10. p. 612.

Tărăboi, V. : Analiza oscilaţiilor cablurilor purtătoare, nr. 11, p. 679.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Popovici, P., Opriş, O. : Verificarea pneumatică a recipientelor în condiţii de securitate. Metodă şi stand, nr. 6, p. 355.

Sternberg, A. : Combaterea zgomotului la strungurile automate şi revolver, nr. 7, p. 418.

Opriş, O. : O metodă de verificare pneumatică a etanşeităţii, nr. 8, p. 488.

Darabont, A. şi *Văiteanu, D.* : Combaterea poluării fonice şi a vibraţiilor compresoarelor de aer, nr. 12, p. 714.

DOCUMENTARE

Nr. 2, p. 118 ; nr. 3, p. 190 ; nr. 4, p. 258 ; nr. 5, p. 326.

RECENZII

Nr. 1, p. 48 ; nr. 2, p. 120 ; nr. 3, p. 191 ; nr. 4, p. 261 ; nr. 5, p. 329 ; nr. 7, p. 438 ; nr. 8, p. 506 ; nr. 10, p. 639 ; nr. 11, p. 704 ; nr. 12, p. 765.

CRONICĂ

Nr. 1, p. 51 ; nr. 2, p. 123 ; nr. 3, p. 192 ; nr. 4, p. 263 ; nr. 5, p. 330.

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1, p. 63 ; nr. 2, p. 128 ; nr. 4, p. 269 ; nr. 5, p. 330.

REALIZĂRI ALE INDUSTRIEI ROMÂNEŞTI

Nr. 6, p. 373 ; nr. 7, p. 441 ; nr. 8, p. 507 ; nr. 10. p. 625 ; nr. 11, p. 687 ; nr. 12, p. 751.

NOI MATERIALE DOCUMENTARE

Nr. 6, p. 382 ; nr. 7, p. 432 ; nr. 8, p. 502 ; nr. 10, p. 632 ; nr. 11, p. 700 ; nr. 12. p. 765.

TEZE DE DOCTORAT

Nr. 6, p. 385 ; nr. 10, p. 640 ; nr. 12, p. 766.

MANIFESTĂRI ŞTIINŢIFICE ŞI TEHNICE

Nr. 6, p. 386 ; nr. 7, p. 447 ; nr. 8, p. 512 ; nr. 9, p. 567 ; nr. 11, p. 694 ; nr. 12, p. 754.

MONOGRAFII

Nr. 7, p. 439 ; nr. 10, p. 641.

DIN CUPRINSUL REVISTELOR STRĂINE

Nr. 8, p. 516 ; nr. 10, p. 642.

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Aelenei, M. : nr. 7, p. 391 ; nr. 18, p. 455 ; nr. 10, p. 588 ; nr. 11, p. 652
Alexandru, P. : nr. 8, p. 459

B

Bakardjiev, I. V. : nr. 5, p. 317
Bădescu, Gh. : nr. 7, p. 393
Bărănescu, A. R. : nr. 12, p. 711
Benche, V. : nr. 4, p. 193
Bîrjoianu, A. : nr. 8, p. 475
Boangiu, Gh. : nr. 1, p. 13
Bretan, D. : nr. 10, p. 583
Bublic, Al. : nr. 4, p. 196

C

Caramavru, Fl. : nr. 3, p. 129
Caramavru, N. : nr. 3, p. 129
Catrina, D. : nr. 8, p. 467 ; nr. 11, p. 643
Catrina, S. : nr. 8, p. 467
Chiczewski, S. : nr. 9, p. 565
Cholewinski, S. : nr. 9, p. 535
Chodnikiewicz, K. : nr. 9, p. 533
Ciobanu, I. Al. : nr. 1, p. 1 ; nr. 10, p. 603
Ciurea, E. : nr. 3, p. 133
Cîmpianu, V. : nr. 4, p. 255 ; nr. 11, p. 684
Clinciu, I. : nr. 7, p. 398
Constantin, N. I. : nr. 3, p. 138
Coşereanu, I. : nr. 4, p. 201
Croitoru, L. : nr. 3, p. 177
Csizovsky, L. : nr. 8, p. 500
Czaja, J. : nr. 9, p. 521

D

Darabont, A. : nr. 1, p. 5 ; nr. 6, p. 335 ; nr. 12, p. 714
Demian, Tr. : nr. 6, p. 339 ; nr. 12, p. 718
Deutsch, I. : nr. 4, p. 201
Dima, E. : nr. 12, p. 721
Dimitrov, D. : nr. 5, p. 295
Doboşan, V. : nr. 12, p. 726
Dorin, Al. : nr. 2, p. 74
Dragu, D. : nr. 2, p. 70
Drăghici, Gh. : nr. 8, p. 471
Dumbravă, M. : nr. 3, p. 173

Dumitraș, C. : nr. 10, p. 588 ; nr. 11, p. 646
Dumitrescu, A. : nr. 7, p. 401
Dzieduszyka, I. : nr. 9, p. 560

E

Elekas, C. : nr. 7, p. 427
Enache, St. : nr. 2, p. 70 ; nr. 11, p. 652
Ene, F. D. : nr. 1, p. 27 ; nr. 6, p. 342

F

Fleischer, H. : nr. 12, p. 748
Florea, C. : nr. 3, p. 142
Frățilă, R. : nr. 1, p. 38
Frunzetti, B. : nr. 3, p. 165

G

Gaiginschi, P. : nr. 8, p. 475
Gaiginschi, R. : nr. 3, p. 186 ; nr.10,p.619
Gheghea, I. : nr. 2, p. 74 ; nr. 10, p. 591
Gheorghe, C. : nr. 1, p. 9 ; nr. 11, p. 649
Ghiorghiu, M. : nr. 1, p. 23 ; nr. 2, p. 79
Gobjilă, I. : nr. 10, p. 619
Golczyk, M. : nr. 9, p. 563
Gotz, R. : nr. 9, p. 548
Guran, M. : nr. 4, p. 203

H

Haener, C. : nr. 2, p. 71
Herșcovici, P. : nr. 8, p. 480
Homutescu, C.A. : nr. 8, p. 475

I

Iliescu, C. : nr. 1, p. 13 ; nr. 4, p. 207
Iliev, H. : nr. 5, p. 311
Ivan, N. V. : nr. 3, p. 151 ; nr. 8, 471
Ivan, P. H. : nr. 5, p. 288
Ivanov, P. : nr. 5, p. 273
Iwanejko. L. : nr. 9, p. 555

K

Karadimitrov, D. : nr. 5, p. 304
Kolev, St. : nr. 5, p. 304
Kobylanski, K. : nr. 9, p. 523
Kopoczynski, M. : nr. 9, p. 548
Ksiazek, T. : nr. 9, p. 519

L

Lamert, Fr. : nr, 3, p. 156
Lăzărescu, E. : nr. 8, p. 475 ; nr. 11, p. 656
Lesiddrenski, M. : nr. 5, p. 291
Lesniak, A. : nr. 9, p. 536
Lesniak, W. : nr. 9, p. 529
Luța, L. : nr. 7, p. 406

M

Macovei, A. : nr. 3, p. 159 ; nr. 11, p. 661
Mandl, K. : nr. 11, p. 684
Manolache, Z. : nr. 11, p. 674
Manolescu, M. : nr. 8, p. 459
Marincaș, D. : nr. 1, p. 43 ; nr. 10, p. 608
Marinescu, V. : nr. 11, p. 643
Marinov, H. I. : nr. 5, p. 314
Matei, L. : nr. 6, p. 347
Mihailov, T. : nr. 5, p. 291
Miloiu, Gh. : nr. 1, p. 38
Mincă, M. : nr. 11, p. 665
Minciu, C. : nr. 1, p. 17 ; nr. 10, p. 594 nr. 12, p. 731
Moașa, V. : nr. 7, p. 411
Moraru, V. : nr. 3, p. 162
Moise, I. : nr. 4, p. 210
Moșu, N. : nr. 7, p. 411
Mușatescu, D. : nr. 12, p.
Murad, E. : nr. 1, p. 43
Munteanu, M. : nr. 11, p. 668

N

Nadasi, L. : nr. 7, p. 413
Nagy, A. : nr. 8, p. 484
Neagu, C. : nr. 7, p. 393
Neagu, C. : nr. 7, p. 393
Neamțu, T. : nr. 4, p. 201
Neguț, L. : nr. 10, p. 598
Nowakowski, T. : nr. 9, p. 558

O

Oancea, N. : nr. 2, p. 103
Ogrodonski, H. : nr. 9, p. 545
Ojovan, M. : nr. 4, p. 219
Oniszk, W. : nr. 9, 539
Opriș, O. : nr. 1, p. 20 ; nr. 6, p. 355 ; nr. 8, p. 488
Osuch, W. : nr. 9, p. 548

P

Palade, D. : nr. 1, p. 23 ; nr. 2, p. 79 ; nr. 3, p. 165 ; nr. 6, p. 351
Pană, S. Gh. : nr. 2, p. 82
Pankiewicz, J. : nr. 9, p. 544
Pasov, St. : nr. 5, p. 282
Patarinski, P. : nr. 5, p. 282
Pavel, M. : nr. 7, p. 393
Pay, E. : nr. 11, p. 672 ; nr. 12, p. 736
Pawlowski, W. : nr. 9, p. 526
Pehlivanian, B. : nr. 3, p. 129
Pisarev, A. : nr. 5, p. 288
Pițulescu, Gh. : nr. 4, p. 219
Pop, M. : nr. 2, p. 86
Popeia, C. : nr. 1, p. 27
Popescu, O. : nr. 1, p. 35
Popov, E. : nr. 5, p. 301
Popovici, P. : nr. 6, p. 355 ; nr. 12, p. 733
Pridvornic, M. : nr. 6, p. 358

R

Radev, V. : nr. 5, p. 304
Rațiu, M. : nr. 4, p. 231
Rădulescu, Gh. : nr. 1, p. 35
Romaniță, M. : nr. 11, p. 652
Roșca, I. : nr. 12, p. 740
Rotaru, T. C. : nr. 1, p. ; nr. 10, p. 603
Renert, M. : nr. 11, p. 674

S

Sandu, Gh. I. : nr. 6, p. 362
Sarlău, C. : nr. 4, p. 235
Sălăgean, Tr. : nr. 4, p. 235 ; nr. 3, p. 170
Schneider, M. : nr. 12, p. 742
Segal, H. : nr. 3, p. 173
Silianu, E. : nr. 2, p, 89
Simionescu, A. : nr. 8, p. 475
Sfințeanu, D. : nr. 8, 491
Sîrbu, Gr. : nr. 3, p. 173
Soare, M. : nr. 1, p. 43 ; nr. 10, p. 608
Sontea, S. : nr. 4, p. 242
Sopolov, N. : nr. 5, p. 304
Sova, N. : nr. 4, p. 245
Sperchez, Fl. : nr. 4, p. 201
Sporea, I. : nr. 4, p. 235
Standeisky, J. : nr. 6, p. 351
Stoica, N. : nr. 4, p, 235 ; nr. 7, p. 423
Stoianov, St. : nr. 5, p. 301
Stoicescu, A. : nr. 3, p. 181
Stoianov, D. : nr. 5, p. 279
Stroe-Gurgui, M. : nr. 8, p. 471
Străjescu, E. : nr. 11, p. 652
Sudrijan, M. : nr. 2, p. 71
Szava, T. : 8, p. 484

T

Tauscher, H. : nr. 12, p. 748
Tănase, I. : nr. 11, p. 652
Tardoș, G. : nr. 2, p. 86
Tătaru, S. : nr. 10, p. 594
Tărăboi, V. : nr. 8, p. 495 ; nr. 10, p. 612 nr. 11, p. 679
Tecușan, N. : nr. 2, p. 97
Tîru, E. : nr. 2, p. 103
Tiț, St. : nr. 11, p. 672
Topal, D. : nr. 4, p. 196
Toșev, N. : nr, 4, p. 249

V

Vaida, Al. : nr. 4, p. 251
Vancu, I. : nr. 11, p. 684
Varga, T. : nr. 6, p. 342
Vasiliev, Vl. : nr. 5, p. 311
Văiteanu, D. : nr. 1, p. 5 ; nr. 6, p. 335 ; nr. 12, p.
Voia, I. : nr. 4, p. 255 ; nr. 11, p. 684
Voicu, V. : nr. 2, p. 114
Velicu, S. : nr. 2, p. 108 ; nr. 4, p. 251
Venkov, St. : nr. 5, p. 322
Verzea, D. : nr. 7, p. 427
Vlase, A. : nr. 8, p. 455
Vlasie, A. : nr. 8, p. 500

W

Wegel, G. : nr. p. 368
Wisniewski. M. : nr. 9, p. 533

Z

Zugravu, C. : nr. 3, p. 177
Zugrăvel, M. : nr. 3, 186 ; nr. 10, p. 619
Zsembinski, S. : nr. 4, p. 255

uzina

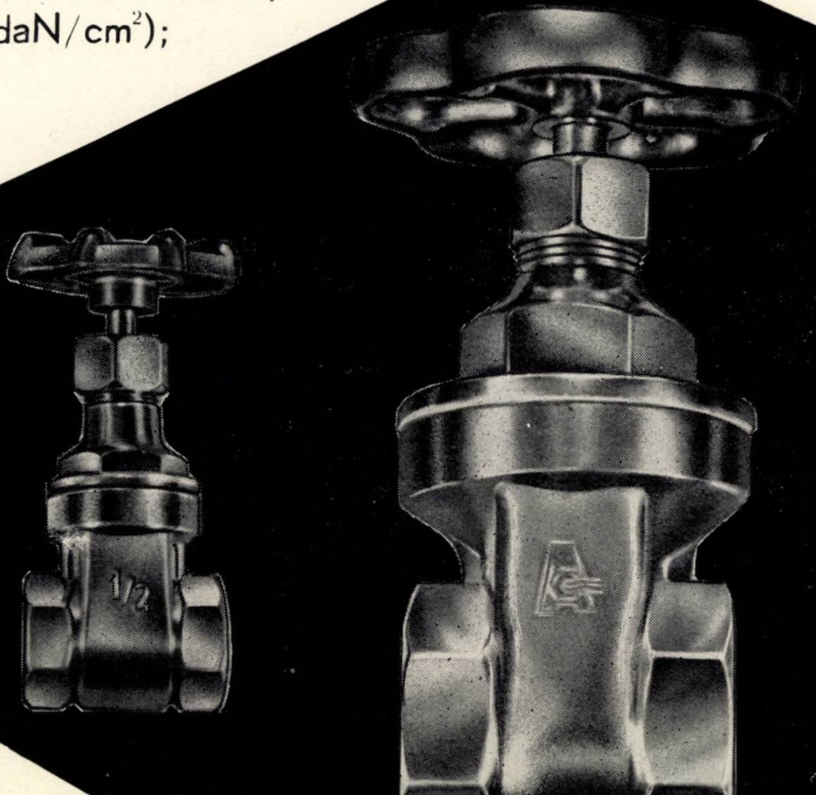
ARMATURA

CLUJ

Str. Gării nr. 19; telefon 30085; telex 031273

Avînd o veche tradiţie şi peste 50 ani de experienţă în domeniul fabricaţiei de armături, produce **robinete cu sertar pană** din alamă de la G 1/2—2'', recomandate pentru următoarele fluide:

- apă rece şi caldă (avînd temperatura maximă de 80°C);
- abur (temperatura max. 120°C, presiunea 2 daN/cm^2);



- gaze naturale la presiune redusă (max 2 daN/cm^2);
- diverse uleiuri minerale.

Emiteţi cu încredere comenzile dv., care vor fi satisfăcute cu maximă promptitudine!

Simbol A 4111

PN 10 daN/cm^2

INTREPRINDEREA DE UTILAJ MINIER

ORAȘ PETRU GROZA

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ:

- **Elevatoare tipizate de diferite mărimi și o gamă variată de tipuri cu capacități de la 2,5 T/H pînă la 550 T/H**
- **Cărucior transpaletă cu acționare electrică—2000 kgf**

Se utilizează pentru manipularea și transportul intern al sarcinilor ce se pretează la paletizare în depozite, magazii, ateliere etc.

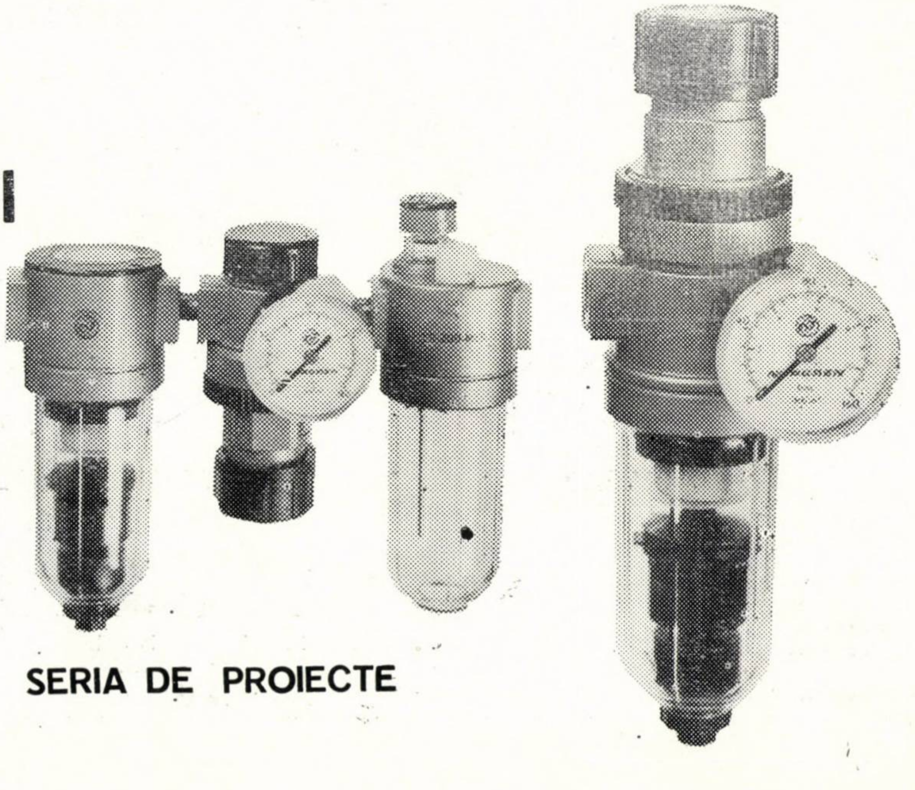
— Sarcina nominală	2 000 da N
— Cursa de ridicare	110 mm
— Felul acționării mecanismului de translație	electromecanic
— Viteza de deplasare — în gol	6,5 km/h
— în sarcină	4,2 km/h
— Felul acționării mecanismului de ridicare	el. hidraulic
— Viteza de ridicare — în gol	0,0685 m/s
— în sarcină	0,048 m/s

- **Transportoare Redler**

— Transportoare Redler	TLC 130 (5″)
— Transportoare Redler	TLC 180 (7″)
— Transportoare Redler	TLC 240 (9″)
— Transportoare Redler	13″

Str. 13 Septembrie nr. 24
JUDEȚUL BIHOR

PROIECTAT PENTRU PROIECTANȚI



Noua gamă de proiecte ale firmei Norgren pentru filtre, regulatoare, regulatoare de filtre și dispozitive de lubrifiere pentru sisteme de aer comprimat de 1/4″ și 3/8″ oferă, atît proiectanților de mașini cît și conducerii fabricilor, cele mai bune unități intermediare de control.

Compactitatea, spațiul redus ocupat, operativitatea substanțial ameliorată și aspectul plăcut contribuie să facă din această gamă cea mai bună linie de echipamente de aer comprimat din clasa ei, special pusă la dispoziția proiectanților.

NORGREN SERIA DE PROIECTE

C.A. Norgren Ltd., Ang
Shipston—On—Stour,
Warwickshire

PUBLICOM

Vastul program Danfoss pentru producerea motoarelor hidraulice cu mers lent

Cinci serii de tipuri de motoare hidraulice cu mers lent, cu turaţii pînă la 1 000 rot/min şi momente de rotaţie pînă la 190 kpm. Puteri pînă la 90 CP.

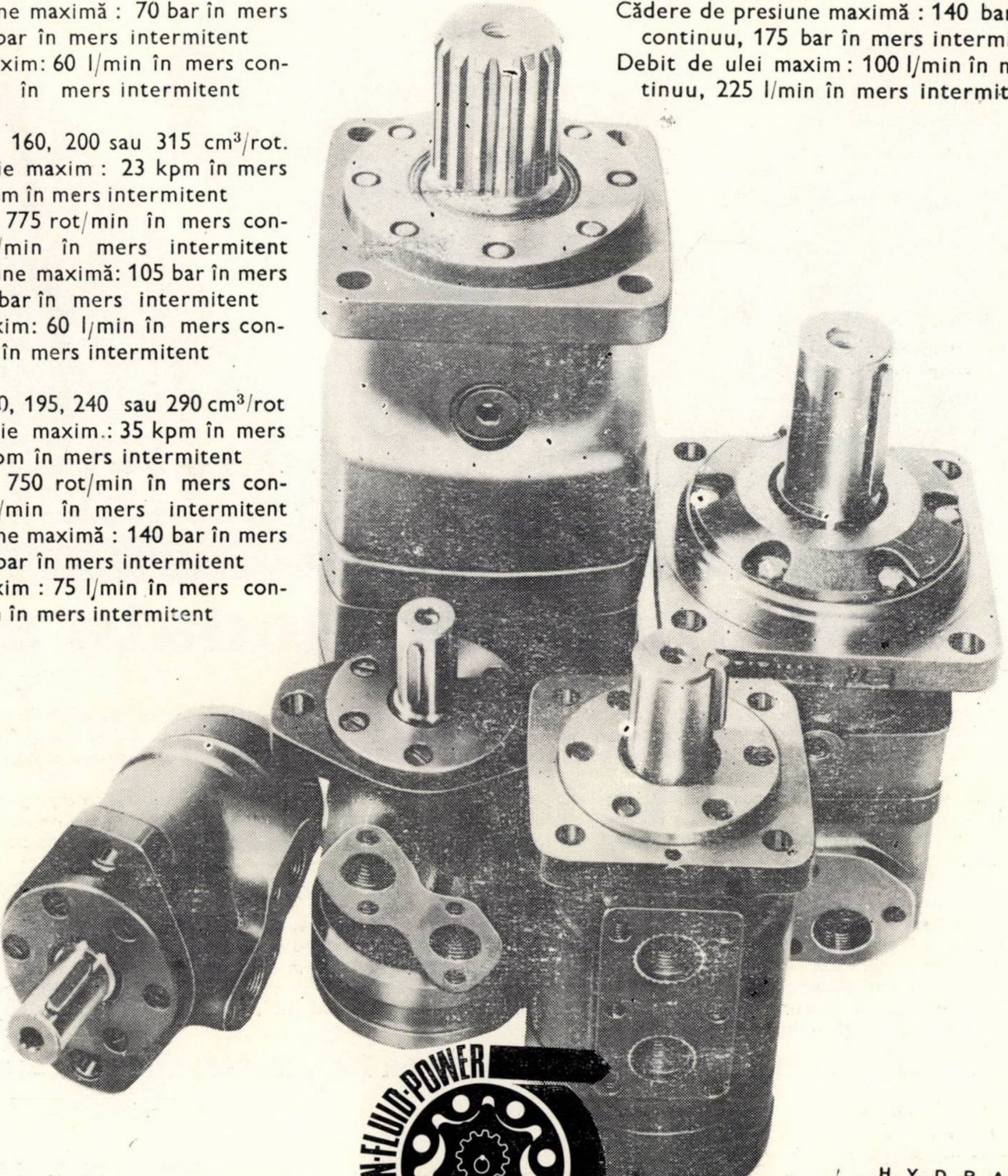
Execuţii speciale cu încărcare radială foarte mare şi execuţii mai mici, fără paliere, pentru asamblarea cu cutii de viteză, trolii şi roţi.

OMP
Refulări: 50, 80, 100, 160, 200 sau 315 cm^3/rot.
Moment de rotaţie maxim: 22 kpm în mers continuu, 26 kpm în mers intermitent
Rotaţie maximă: 800 rot/min în mers continuu, 1 000 rot/min în mers intermitent
Cădere de presiune maximă: 70 bar în mers continuu, 105 bar în mers intermitent
Debit de ulei maxim: 60 l/min în mers continuu, 75 l/min în mers intermitent

OMR
Refulări: 80, 100, 160, 200 sau 315 cm^3/rot.
Moment de rotaţie maxim: 23 kpm în mers continuu, 29 kpm în mers intermitent
Rotaţie maximă: 775 rot/min în mers continuu, 970 rot/min în mers intermitent
Cădere de presiune maximă: 105 bar în mers continuu, 125 bar în mers intermitent
Debit de ulei maxim: 60 l/min în mers continuu, 75 l/min în mers intermitent

OMS/OMSW
Refulări: 100, 170, 195, 240 sau 290 cm^3/rot
Moment de rotaţie maxim: 35 kpm în mers continuu, 44 kpm în mers intermitent
Rotaţie maximă: 750 rot/min în mers continuu, 920 rot/min în mers intermitent
Cădere de presiune maximă: 140 bar în mers continuu, 175 bar în mers intermitent
Debit de ulei maxim: 75 l/min în mers continuu, 92 l/min în mers intermitent

OMT
Refulări: 160, 200 sau 250 cm^3/rot.
Moment de rotaţie maxim: 50 kpm în mers continuu, 63 kpm în mers intermitent
Rotaţie maximă: 630 rot/min în mers continuu, 780 rot/min în mers intermitent
Cădere de presiune maximă: 140 bar în mers continuu, 175 bar în mers intermitent
Debit de ulei maxim: 100 l/min în mers continuu, 225 l/min în mers intermitent.

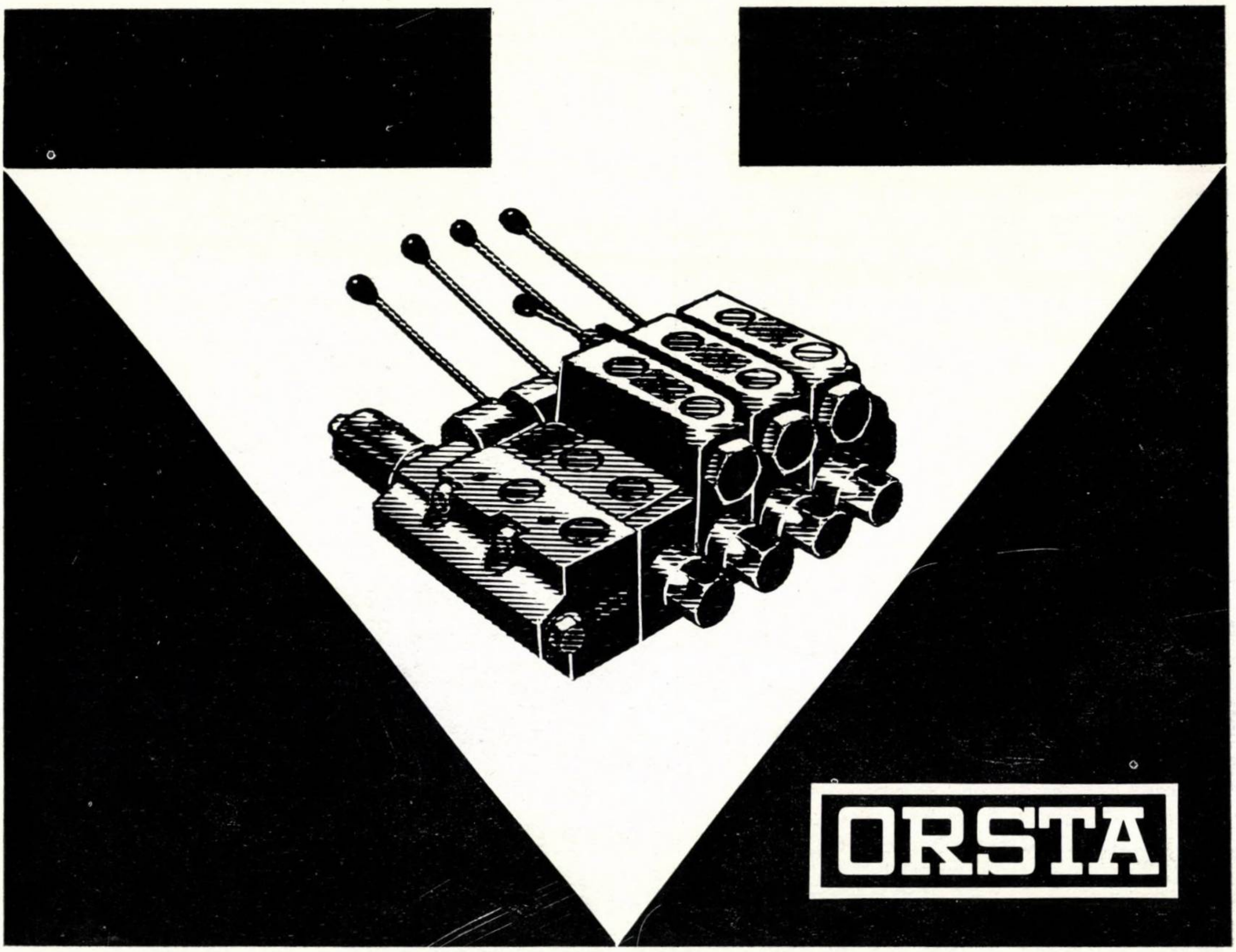


Danfoss A/S
DK 6430 Nordborg
Danemarca (Dania)
Telefon: 04—452222
Telex: 50599

IN-FLUID-POWER
DANFOSS

HYDRAULIK
Danfoss

PUBLICOM



Sarcini mari comandate sigur

Excavatoarele şi tractoarele, utilajele de încărcare şi secerătorile trebuie să învingă sarcinile, şi anume sarcinile mari! Cilindrii motor transmit mişcările necesare. Ei reacţionează fără întîrziere la fiecare comandă. Supapele de reţinere pentru comanda consumatorului hidraulic preiau comanda. Intreprinderea ORSTA — Hydraulik le livrează pentru realizarea unei comenzi care garantează siguranţa de funcţionare.

Referitor la supapele de reţinere indicăm următoarele: combinaţiile şi posibilităţile de înlănţuire corespund aplicării (pînă la 6 unităţi de comandă), combinaţii de supape pentru comanda consumatorului hidraulic cu robinete de închidere într-un singur bloc de carcasă, o formă compactă de construcţie, o poziţie de încorporare aleasă după plac, menţinerea sarcinilor fără preaplin de ulei.

Intreprinderea ORSTA—Hydraulik livrează şi alte supape care sînt necesare pentru diferitele sisteme de comandă încorporate în produse finale:

De exemplu supape de presiune, supape de curgere şi robinete de închidere.

Din cele trei forme de executare rezultă posibilităţi de înlănţuire care corespund aplicării:

Încorporarea unui alezaj, încorporarea unei conducte de ţevi precum şi ataşarea unor plăci de bază.

La cererea dvs. sub numărul de comandă R. 73/5 vă trimitem materialul de informaţii despre programul de livrare al întreprinderii ORSTA—Hydraulik referitor la „Supape pentru comanda consumatorului hidraulic", precum şi referitor la „Supape de presiune supape de curgere şi robinete de închidere"

RANDAMENT MARE CU AJUTORUL PRODUSELOR ÎNTREPRINDERII ORSTA—HYDRAULIK.

ORSTA *hydraulik*

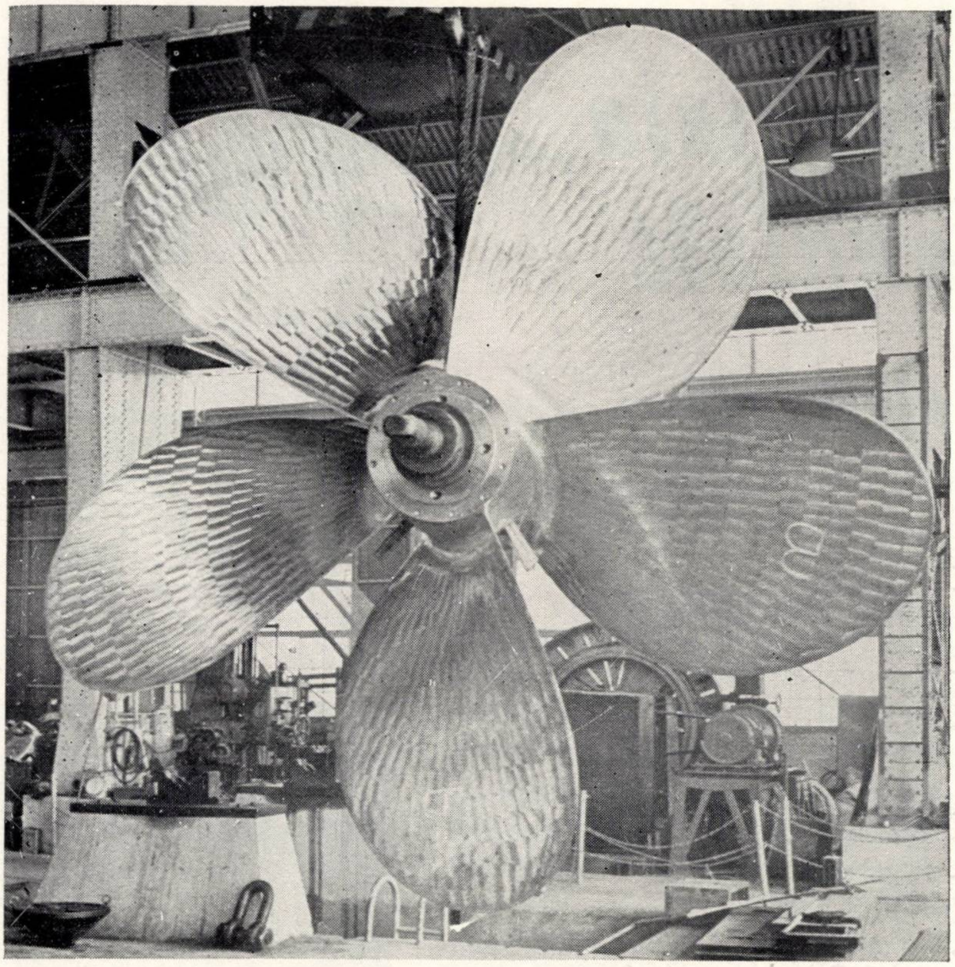
VEB Kombinat ORSTA—Hydraulik
DDR — 701 Leipzig
Dr. — Kurt-Fischer-Strasse 33

Botschaft der DDR in der
SR Rumänien
HPA — TKB TC
Bucureşti — Drumul Taberei

EXPORTATOR:

Techno — Commerz GmbH
DDR 108 Berlin
Republica Democrată Germană

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdansk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71 31 42 61 Telex 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

Piața comercială mondială Leipzig

Tîrgurile din Leipzig aduc beneficii. Peste 9 000 expozanți din 60 de țări oferă mărfuri de investiții și consum.

Peste 20 de țări expun mașini-unelte. Oferta reprezintă nivelul cel mai ridicat în ceea ce privește productivitatea, procedeele și precizia. În centrul atenției se află programul de export al Republicii Democrate Germane.

Mașini speciale pentru probleme speciale înlăuntrul proceselor de fabricație complexe sînt expuse pentru prima oară într-o grupă de specialitate proprie.

Congresul științific „Mașini și tehnologii productive pentru raționalizarea prelucrării metalului" oferă informații vaste.

Perfecțiunea în prelucrarea metalului — o puteți studia la Leipzig!

Informații de călătorie și legitimații pentru Tîrg le obțineți prin O.N.T. CARPAȚI sau prin Secția de politică comercială de pe lîngă Ambasada RDG în RSR, Calea Dorobanților 14, București.

Tîrgul din Leipzig
Republica Democrată Germană
10—17.3.1974

PUBLICOM

ABONAȚI-VĂ

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

balkancar

Destul de puternice – ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile – ca să executaţi mai repede
Foarte stabile – pentru siguranţa operaţiunilor

referinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare – pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare – pînă la 4500 mm

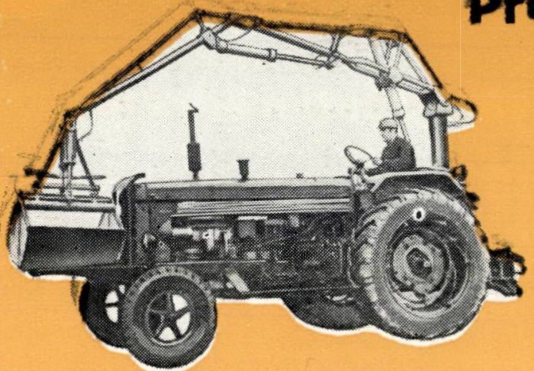
XPORTATOR:
alkancarimpex
tr. Alabin, 56
elefon 88—21—22
elex 022386
OFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

UBLICOM

INTREPRINDEREA DE UTILAJ MINIER
ORAȘ PETRU GROZA

Produce și livrează:

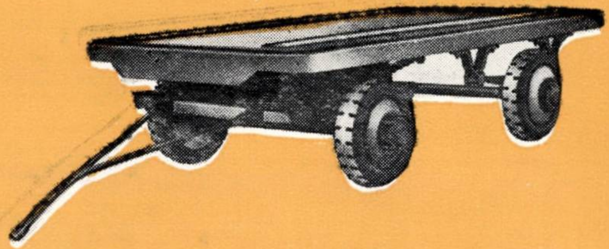


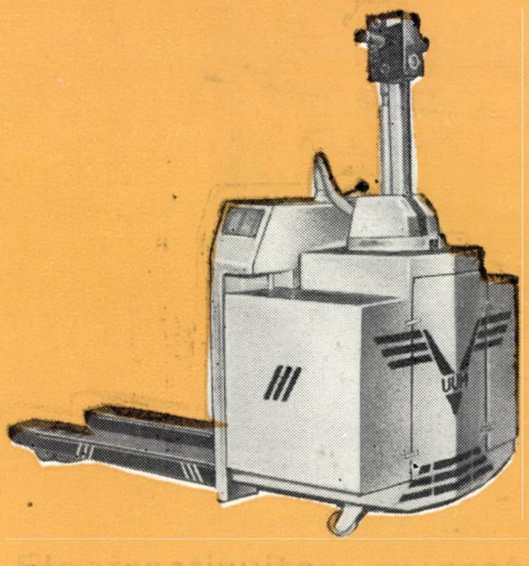
Încărcător pivotant cu graifăr – 0,5 tone, pentru tractor U–650

- Sarcina maximă, 0,5 tone
- Înălțimea maximă de ridicare, 3,5 m
- Adîncimea maximă de lucru, 2,310 m
- Raza de acțiune maximă, 4,830 m
- Raza de acțiune minimă, 0,5 m
- Durata unui ciclu complet de încărcare, 0,5 ··· 1 min

Remorci electrocar REC–1

- Înălțimea platformei, 600 mm
- Lungimea platformei, 2 200 mm
- Lățimea platformei, 1 158 mm
- Greutatea proprie, cca. 485 kg
- Sarcina utilă, 1 000 kg





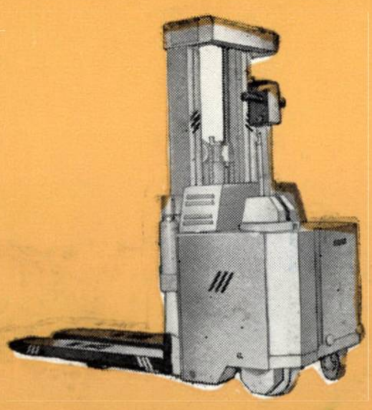
Cărucior transpaletă cu acționare electrică – 1250 kgf

Se utilizează pentru manipularea și transportul intern al sarcinilor ce se pretează la paletizare în depozite, magazii, ateliere etc.

- Sarcina nominală, 1 250 daN
- Cursa de ridicare, 110 mm
- Viteza de deplasare :
  - în gol, 6,8 km/h
  - în sarcină, 4,8 km/h
- Felul acționării mecanismului de translație, electromecanică
- Felul acționării mecanismului de ridicare, electrohidraulică

Electrostivuitor cu proțap 1000 kgf

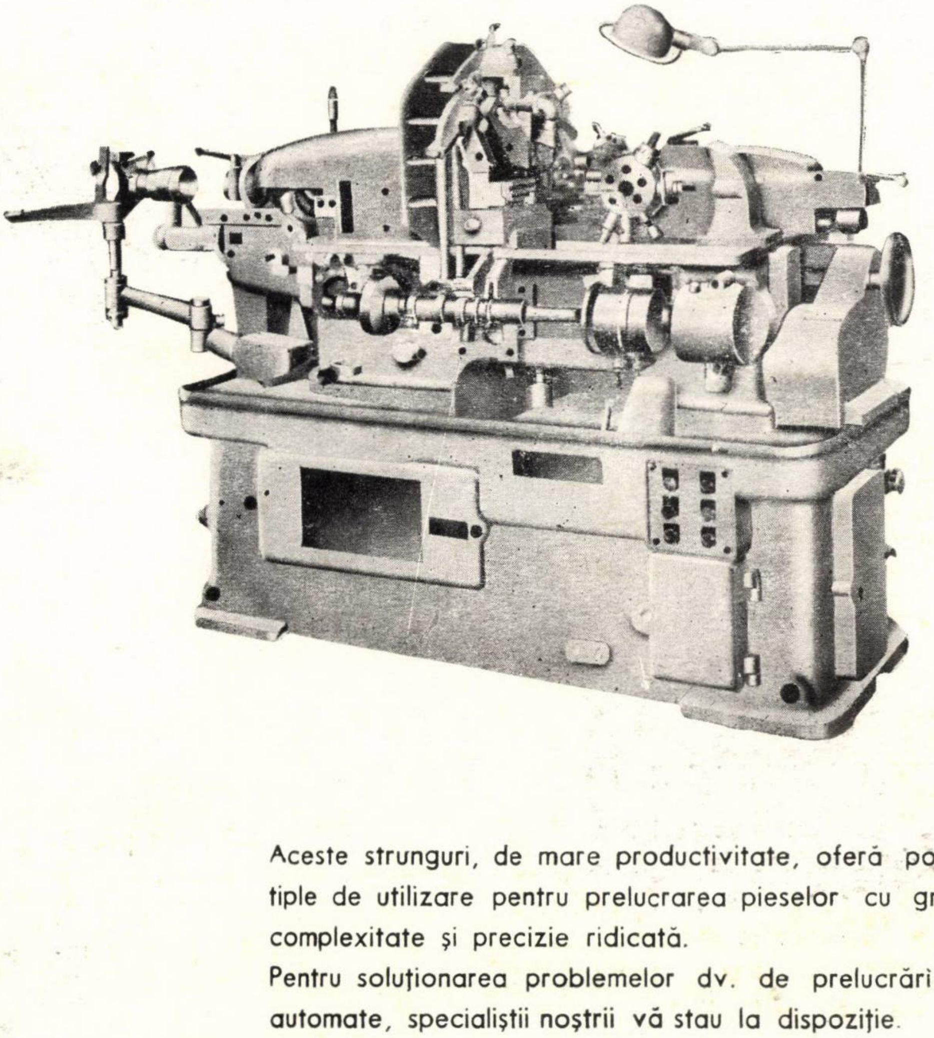
- Acționarea mecanismului de ridicare, electrohidraulică
- Înălțimea maximă de ridicare, 2 300 mm
- Acționarea mecanismului de translație, electromecanică
- Viteza de ridicare cu sarcină nominală, 8 ± 0,8 m/min
- Sarcina nominală, 1 000 daN



Str. 13 Septembrie nr. 24
JUDEȚUL BIHOR

STRUNGURI AUTOMATE DE PERFORMANȚĂ CU CAP REVOLVER

SARO 16-25-42-60



Aceste strunguri, de mare productivitate, oferă posibilități multiple de utilizare pentru prelucrarea pieselor cu grad mare de complexitate și precizie ridicată.

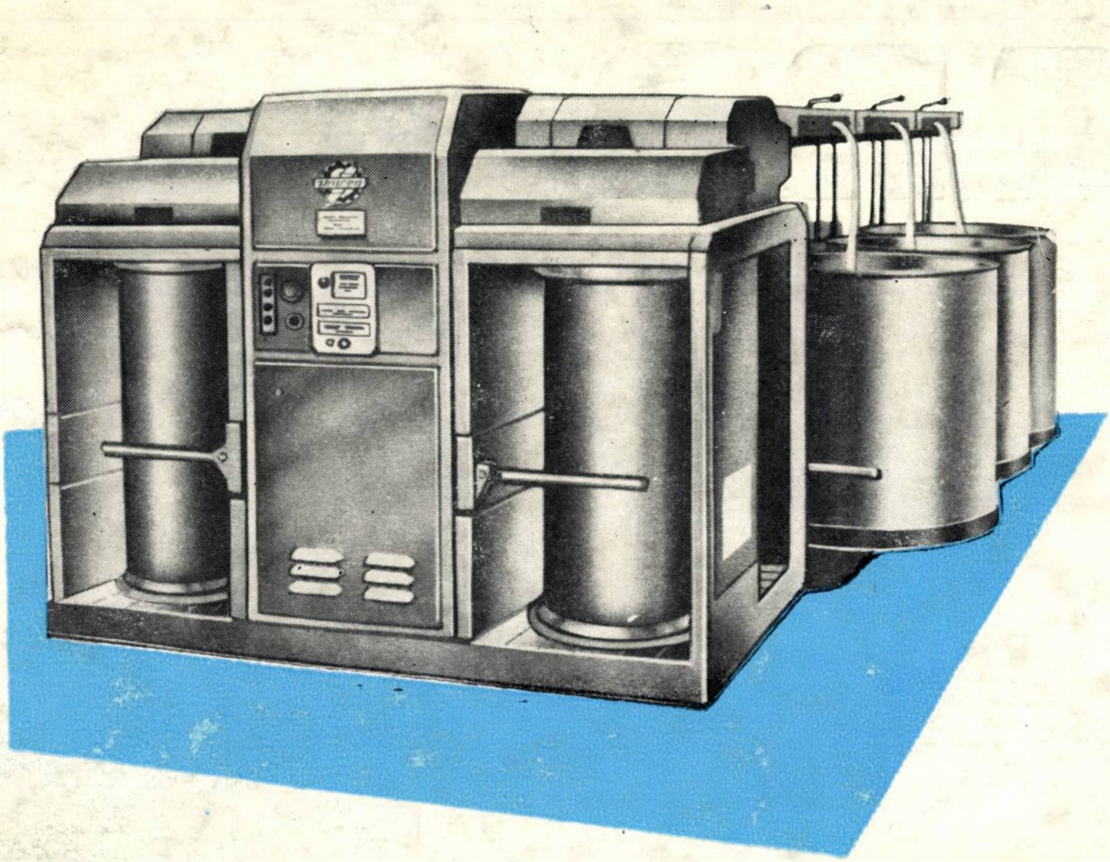
Pentru soluționarea problemelor dv. de prelucrări pe strunguri automate, specialiștii noștrii vă stau la dispoziție.

UZINA DE STRUNGURI
SARO
TÎRGOVIȘTE – ROMÂNIA

Str. Laminorului nr. 2.

Telefon 12558

uzina UNIREA Cluj



1974 MÄR 13

LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei mașini este de **350 m/min** și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea **cănilor automat**.

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele:

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAȚA 1 MAI NR. 2 - TELEFON 229.10 - TELEX 238